

THIS PAGE BLANK (USPTO)



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 21 299 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
B 62 D 37/00
B 62 D 6/00
B 60 T 8/32
B 60 K 28/16
// B 62 D 101:00,
123:00

②① Aktenzeichen: 197 21 299.9
②② Anmeldetag: 21. 5. 97
②③ Offenlegungstag: 4. 12. 97

DE 197 21 299 A 1

③① Unionspriorität:

8-126888 22.05.96 JP
8-305216 15.11.96 JP

⑦① Anmelder:

Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

⑦④ Vertreter:

H. Weickmann und Kollegen, 81679 München

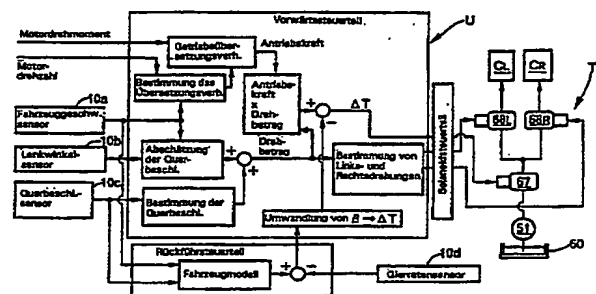
⑦② Erfinder:

Shibahata, Yasuji, Wako, Saitama, JP; Mori,
Atsushi, Wako, Saitama, JP; Kitamura, Katsuhiro,
Wako, Saitama, JP; Honda, Kenji, Wako, Saitama,
JP; Kuriki, Nobuharu, Wako, Saitama, JP; Ohkuma,
Shinji, Wako, Saitama, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Verfahren und Einrichtung zur Steuerung eines Giermoments bei einem Fahrzeug

⑤⑦ Ein Vorwärtssteuerteil steuert in einem Vorwärtszweig linke und rechte Hydraulikkupplungen (C_L , C_R) einer Antriebskraftverteilungseinrichtung (T), indem ein Antriebskraftverteilungsbetrag (ΔT) auf Grundlage eines Motordrehmoments, einer Motordrehzahl, einer Fahrzeuggeschwindigkeit, eines Lenkwinkels und einer Querbewegung derart hergeleitet wird, daß eine einem Drehzustand eines Fahrzeugs entsprechende Gierrate erhalten wird. Auf der anderen Seite berechnet ein Rückführsteuerteil eine Abweichung zwischen einer aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querbewegung berechneten Referenzgierrate und einer durch einen Gieratensensor (10d) erfaßten Ist-Gierrate und korrigiert den berechneten Antriebskraftverteilungsbetrag (ΔT) für die Antriebskraftverteilungseinrichtung (T) so, daß die Abweichung gegen Null konvergiert. Selbst wenn der Antriebskraftverteilungsbetrag (ΔT) bedingt durch die Vorwärtssteuerung übermäßig groß wird, so daß eine Neigung zum Übersteuern des Fahrzeugs entstehen würde, kann diese Übersteuerungstendenz durch die Rückführsteuerung beseitigt werden und das Verhalten des Fahrzeugs stabilisiert werden.



DE 197 21 299 A 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Einrichtung zur Steuerung eines Giermoments bei einem Fahrzeug, um diese Gierrate des Fahrzeugs im Fahrbetrieb durch Verteilung einer Antriebskraft oder einer Bremskraft auf linke und rechte Räder des Fahrzeugs zu steuern.

Aus der offengelegten japanischen Patentanmeldung Nr. 1-182127 ist ein Verfahren zur Steuerung des Giermoments bekannt, bei dem in einer Antriebskraftverteilungseinrichtung zur Verteilung einer Antriebskraft auf linke und rechte Räder der Antriebskraftverteilungsbetrag einer Vorwärtssteuerung oder Steuerung mit Störgrößenaufschaltung (englisch: "feedforward control") auf Basis des Öffnungsgrads eines Beschleunigungsorgans, der Motordrehzahl, der Fahrzeuggeschwindigkeit, einer Lenkkraft und der Querbeschleunigung unterworfen wird, um das Giermoment zu steuern. Bei diesem Verfahren kann durch die Anwendung der Vorwärtssteuerung eine hochempfindliche Steuerung erreicht werden, wobei die Steuerung jedoch nicht notwendigerweise genau ist, weil keine Rückführsteuerung oder -regelung (engl.: "feed back control") durchgeführt wird.

Der Erfindung liegt demnach das technische Problem zugrunde, das Ansprechverhalten bzw. die Empfindlichkeit und zugleich die Genauigkeit der Steuerung bei einem Verfahren zur Steuerung des Giermoments durch Verteilung der Antriebskraft oder der Bremskraft auf linke und rechte Räder eines Fahrzeugs zu verbessern. Dabei wird im folgenden grundsätzlich der Begriff "Steuerung" verwendet, gleichgültig, ob es sich im regelungstechnischen Sinn strenggenommen um eine Regelung oder doch um eine Steuerung handelt.

Zur Lösung dieser Problemstellung steuert nach einem ersten Gesichtspunkt und Merkmal der Erfindung ein Giermomentsterverfahren das Giermoment bei einem Fahrzeug durch Verteilung einer Antriebskraft oder einer Bremskraft auf linke und rechte Räder des Fahrzeugs. Das Verfahren umfaßt die Schritte der Bestimmung eines Verteilungsbetrags für die Antriebskraft oder die Bremskraft mittels einer Vorwärtssteuerung und der Reduzierung des Verteilungsbetrags mittels einer Rückführsteuerung, wenn ein Übersteuerungszustand des Fahrzeugs erfaßt wird.

Bei diesem ersten Merkmal wird der Verteilungsbetrag der Antriebskraft oder der Bremskraft durch die Vorwärtssteuerung oder Steuerung mit Störgrößenaufschaltung ermittelt. Es ist daher möglich, das Giermoment des Fahrzeugs in hochempfindlicher Weise ohne unnötige Verzögerung zu steuern. Da darüber hinaus der Verteilungsbetrag mittels der Rückführsteuerung verringert wird, wenn ein Übersteuerungszustand des Fahrzeugs erfaßt wird, kann die Neigung zum Übersteuern wirksam beseitigt werden, so daß sich das Verhalten des Fahrzeugs stabilisieren läßt.

Nach einem zweiten Aspekt und Merkmal der Erfindung wird ein erster an eine Druckreguliereinrichtung ausgegebener Arbeitsbetrag einer Vorwärtssteuerung unterworfen, um einen durch eine Öltemperatur auf einen Ausgangshydraulikdruck ausgeübten Einfluß zu beseitigen, und ein zweiter Arbeitsbetrag einer Rückführsteuerung unterworfen, um eine Steuerabweichung zwischen dem Ausgangshydraulikdruck und einem Hydraulikdrucksollwert zu verringern.

Durch dieses zweite Merkmal ist es möglich, durch die gemeinsame Benutzung einer Vorwärtssteuerung, die ein hervorragendes Ansprechverhalten aufweist,

und einer Rückführsteuerung, die ein hervorragendes Konvergenzverhalten aufweist, eine hochgenaue Hydraulikdrucksteuerung zu erreichen. Ein Vorwärtssteuerzweig steuert den Hydraulikdruck auf Grundlage der Hydrauliköltemperatur. Es ist so möglich, eine Herabsetzung der Arbeitsempfindlichkeit eines hydraulischen Aktuators wirksam zu beseitigen. Darüber hinaus sind weder ein Akkumulator großer Kapazität noch ein lineares Solenoidventil großen Durchmessers erforderlich. Es ist daher möglich, das erfindungsgemäße Giermomentsterverfahren in wirksamer Weise bei äußerst niedrigen Kosten anzuwenden.

Die Erfindung wird im folgenden anhand der beigelegten Zeichnungen näher erläutert. Es stellen dar:

Fig. 1 schematisch ein Kraftübertragungssystem bei einem Fahrzeug,

Fig. 2 im einzelnen ein Differential,

Fig. 3 im einzelnen eine Antriebskraftverteilungseinrichtung,

Fig. 4 einen ersten Teil eines Hydraulikdruckkreises,

Fig. 5 einen zweiten Teil des Hydraulikdruckkreises,

Fig. 6 ein Blockdiagramm eines Steuersystems,

Fig. 7 ein Blockdiagramm eines Hydraulikdrucksteuersystems,

Fig. 8 ein Blockdiagramm eines Solenoidsteuersystems,

Fig. 9A und 9B graphische Darstellungen eines Verfahrens zur Ermittlung einer Referenzgierrate,

Fig. 10 eine graphische Darstellung der Beziehung zwischen einem Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT und einem Hydraulikdrucksollwert PLM,

Fig. 11 einen ersten Teil eines die Arbeitsweise der Erfindung darstellenden Flußdiagramms,

Fig. 12 einen zweiten Teil des Flußdiagramms der Fig. 11,

Fig. 13 einen dritten Teil des Flußdiagramms der Fig. 11 und 12,

Fig. 14 ein Schaubild zur Ermittlung eines Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerkers F_{COMH} anhand des Hydraulikdrucksollwerts PLM,

Fig. 15A und 15B Tabellen zur Ermittlung von Vorwärtstermberechnungsfaktoren B0FFC und B1FFC anhand einer Öltemperatur MTMP,

Fig. 16A bis 16C Zeitdiagramme zur Erläuterung der Arbeitsweise der Erfindung und

Fig. 17 eine graphische Darstellung zur Erläuterung einer Auswirkung der Erfindung.

In Fig. 1 erkennt man ein Getriebe M, das mit einem rechten Ende eines Motors E verbunden ist, welcher seitlich an einem vorderen Abschnitt einer Fahrzeugkarosserie oder eines Fahrzeugrahmens angebracht ist. Hinter dem Motor E und dem Getriebe M ist eine Antriebskraftverteilungseinrichtung T angeordnet. Ein linkes Vorderrad W_{FL} und ein rechtes Vorderrad W_{FR} , die angetriebene Räder des Fahrzeugs sind, sind mit einer linken Antriebswelle A_L bzw. einer rechten Antriebswelle A_R verbunden, die sich von einem linken bzw. einem rechten Ende der Antriebskraftverteilungseinrichtung T nach links bzw. nach rechts erstrecken.

Die Antriebskraftverteilungseinrichtung T umfaßt ein Differential D, zu dem eine Antriebskraft von einem außengezählten Zahnrad 3 übertragen wird, das mit einem Eingangszahnrad 2 kämmt, welches auf einer sich von dem Getriebe M erstreckenden Eingangswelle 1 angeordnet ist. Das Differential D ist aus einem Doppelritzel-Planetengtriebmeechanismus aufgebaut und umfaßt ein Integral mit dem außengezählten Zahnrad 3 ausgebildetes Ringrad 4, ein koaxial in dem Ringrad 4

angeordnetes Sonnenrad 5 sowie einen Planetenträger 8, der mit dem Ringrad 4 kämmende äußere Planetenräder 6 und mit dem Sonnenrad 5 kämmende innere Planetenräder 7 trägt, und zwar in einem Zustand, in dem sie miteinander kämmen. In dem Differential D wirkt das Ringrad 4 als Eingangsteil, wobei das Sonnenrad 5, das als eines der Ausgangsteile wirkt, mit der linken Antriebswelle A_L über eine Halbwelle 9 verbunden ist, während der Planetenträger 8, der als das andere Ausgangsteil wirkt, mit der rechten Antriebswelle A_R verbunden ist.

Ein Trägerteil 11 ist drehbar um einen Außenumfang der Halbwelle 9 gelagert und umfaßt vier Ritzelwellen 12, die in Umfangsrichtung in Abständen von 90° um die Halbwelle 9 herum angeordnet sind. An den Ritzelwellen 12 sind Drillingsritzelteile 16 drehbar gelagert, die jeweils integral daran ausgebildet ein erstes, ein zweites und ein drittes Ritzel 13, 14 und 15 aufweisen. Die Anzahl der bei diesem Ausführungsbeispiel verwendeten Drillingsritzelteile 16 ist vier, muß jedoch nicht auf vier beschränkt sein, sondern kann auch zwei oder mehr sein.

Ein erstes Sonnenrad 17 ist drehbar um den Außenumfang der Halbwelle 9 gelagert, kämmt mit dem ersten Ritzel 13 und ist mit dem Planetenträger 8 des Differentials D verbunden. Ein zweites Sonnenrad 18 ist am Außenumfang der Halbwelle 9 befestigt und kämmt mit dem zweiten Ritzel 14. Ein drittes Sonnenrad 19 ist schließlich drehbar am Außenumfang der Halbwelle 9 gelagert und kämmt mit dem dritten Ritzel 15.

Die Zahl der Zähne des ersten Ritzels 13, des zweiten Ritzels 14, des dritten Ritzels 15, des ersten Sonnenrads 17, des zweiten Sonnenrads 18 und des dritten Sonnenrads 19 ist bei diesem Ausführungsbeispiel wie folgt:

Zahl der Zähne des ersten Ritzels 13: $P_1 = 16$

Zahl der Zähne des zweiten Ritzels 14: $P_2 = 16$

Zahl der Zähne des dritten Ritzels 15: $P_3 = 32$

Zahl der Zähne des ersten Sonnenrads 17: $S_1 = 30$

Zahl der Zähne des zweiten Sonnenrads 18: $S_2 = 26$

Zahl der Zähne des dritten Sonnenrads 19: $S_3 = 28$

Wenn daher das Übersetzungsverhältnis des mit dem ersten Sonnenrad 17 kämmenden ersten Ritzels 13 durch $R_1 (= P_1/S_1)$ dargestellt wird, das Übersetzungsverhältnis des mit dem zweiten Sonnenrad 18 kämmenden zweiten Ritzels 14 durch $R_2 (= P_2/S_2)$ dargestellt wird und das Übersetzungsverhältnis des mit dem dritten Sonnenrad 19 kämmenden dritten Ritzels 15 durch $R_3 (= P_3/S_3)$ dargestellt wird, gilt:

$$R_1:R_2:R_3 = 16/30 : 16/26 : 32/28 = 1,00 : 1,15 : 2,14$$

Das dritte Sonnenrad 19 kann über eine linke Hydraulikkupplung C_L mit einem Gehäuse 20 gekuppelt werden, wobei die Drehzahl des Trägerteils 11 durch Einkuppeln der linken Hydraulikkupplung C_L erhöht wird. Das Trägerteil 11 kann über eine rechte Hydraulikkupplung C_R mit dem Gehäuse 20 gekuppelt werden, wobei die Drehzahl des Trägerteils 11 durch Einkuppeln der rechten Hydraulikkupplung C_R verringert wird.

Die linke und die rechte Hydraulikkupplung C_L und C_R werden durch eine elektronische Steuereinheit U über einen Hydraulikdruckkreis H gesteuert. In die elektronische Steuereinheit U werden Signale von einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 10a, einem Lenkwinkelsensor 10b, einem Querschleunigungssensor 10c und einem Gierratensensor 10d eingegeben.

In Fig. 2 erkennt man, daß das Differential D in einem linken Gehäuseteil 21 und einem rechten Gehäuseteil 22

aufgenommen ist, die ein Gehäuse des Getriebes M bilden. Ein Differentialgetriebe 25 mit dem außengezählten Zahnrad 3 um seinen Außenumfang ist drehbar an einem in dem linken Gehäuseteil 21 angebrachten Rollenlager 23 und einem in dem rechten Gehäuseteil angebrachten Rollenlager 24 gelagert. Der Planetenträger 8 ist drehbar in dem Differentialgetriebe 25 gelagert. Eine an die Mitte einer linken Seite des Planetenträgers 8 mittels Schiebekeilen bzw. Keilwellennuten angekuppelte erste Hülse 26 erstreckt sich nach links durch das Differentialgetriebe 25 und den linken Gehäuseteil 21. Die an die Mitte einer rechten Seite des Planetenträgers 8 mittels Schiebekeilen angekuppelte rechte Antriebswelle A_R erstreckt sich nach rechts durch das Differentialgetriebe 25 und den rechten Gehäuseteil 22.

Eine rechte Wellenhälfte 28 der in zwei Teile geteilten Halbwelle 9 ist mittels Schiebekeilen an die Mitte des Sonnenrads 5 angekuppelt, das seinerseits über ein Nadellager 27 drehbar in der Mitte des Planetenträgers 8 gelagert ist. Die äußeren Planetenräder 6, die mit dem Differentialgetriebe 25 angebrachten Ringrad 4 kämmen, und die inneren Planetenräder 7, die mit dem Sonnenrad 5 kämmen (in Fig. 2 sind nur die äußeren Planetenräder 6 gezeigt), sind auf einer Mehrzahl von an dem Planetenträger 8 angebrachten Planetenradwellen 29 gehalten.

In Fig. 3 erkennt man, daß das Gehäuse 20 der Antriebskraftverteilungseinrichtung T axial in drei Teile unterteilt ist: ein linkes Gehäuseteil 30, ein mittleres Gehäuseteil 31 sowie ein rechtes Gehäuseteil 32. Eine mittels Schiebekeilen mit einem linken Ende der ersten Hülse 26 gekuppelte zweite Hülse 33 ist über ein Kugellager 34 an dem rechten Gehäuseteil 32 gelagert. In der zweiten Hülse 33 ist über Nadellager 36, 36 eine linke Wellenhälfte 35 der Halbwelle 9 drehbar gelagert. Bei der Halbwelle 9, die in der ersten und der zweiten Hülse 26 und 33 aufgenommen ist, welche mittels Schiebekeilen miteinander gekuppelt sind, ist ein Außenumfang eines rechten Endes der linken Wellenhälfte 35 coaxial in einen Innenumfang eines linken Endes der rechten Wellenhälfte 28 eingesetzt und mittels Keilwellennuten mit diesem gekuppelt. Ein über ein Kugellager 37 an dem linken Gehäuseteil 30 gelagertes linkes Ende der linken Wellenhälfte 35 der Halbwelle 9 erstreckt sich von dem linken Gehäuseteil 30 nach außen und ist mittels Keilwellennuten mit der linken Antriebswelle A_L gekuppelt.

Das Trägerteil 11 ist über ein Paar von Kugellagern 39 und 40 drehbar an dem rechten Gehäuseteil 32 und einem integral an dem mittleren Gehäuseteil 31 ausgebildeten Kupplungsgehäuse 38 gelagert. Die Drillingsritzelteile 16 mit jeweils dem ersten, zweiten und dritten Ritzel 13, 14, 15 sind an der an dem Trägerteil 11 angebrachten Mehrzahl von Ritzelwellen 12 gehalten. Das erste Ritzel 13 kämmt mit dem ersten Sonnenrad 17, das seinerseits mittels Keilwellennuten mit dem Außenumfang der zweiten Hülse 33 gekuppelt ist. Das zweite Ritzel 14 kämmt mit dem zweiten Sonnenrad 18, das seinerseits mittels Keilwellennuten mit der linken Wellenhälfte 35 der Halbwelle 9 gekuppelt ist. Das dritte Ritzel 15 kämmt mit dem dritten Sonnenrad 19, das seinerseits integral an einer dritten Hülse 43 ausgebildet ist, die wiederum über ein Nadellager 42 drehbar an dem Außenumfang der linken Wellenhälfte 35 gelagert ist.

Die linke Hydraulikkupplung C_L umfaßt eine Mehrzahl von Reibungseingriffselementen 44, die zwischen dem mittleren Gehäuseteil 31 und der dritten Hülse 43

angeordnet sind, einen Kolben 45, um die Reibungseingriffselemente 44 durch Hydraulikdruck in Eingriff miteinander zu bringen, sowie eine Rückstellfeder 46, um den Kolben 45 in einer Außereingriffsrichtung vorzuspannen. Die rechte Hydraulikkupplung C_R umfaßt eine Mehrzahl von Reibungseingriffselementen 47, die zwischen dem mittleren Gehäuseteil 31 und dem Trägerteil 11 angeordnet sind, einen Kolben 48, um die Reibungseingriffselemente durch Hydraulikdruck in Eingriff miteinander zu bringen, sowie eine Rückstellfeder 49, um den Kolben 48 in einer Außereingriffsrichtung vorzuspannen.

In dem linken Gehäuseteil 30 ist eine Hydraulikpumpe 51 angeordnet. Die Hydraulikpumpe 51 ist mit einer Pumpenabdeckung 50 abgedeckt. Die Hydraulikpumpe 51 ist aus einer Trochoiden-Pumpe mit einem Außenrotor 52 und einem Innenrotor 53 aufgebaut. Eine Pumpenwelle 56 ist über Kugellager 54 und 55 in dem linken Gehäuseteil 30 und dem Pumpengehäuse 50 gelagert. Sie umfaßt an einem von der Pumpenabdeckung 50 nach rechts abstehenden axialen Ende ein angetriebenes Pumpenritzel 57. Dieses angetriebene Pumpenritzel 57 kämmt mit einem Pumpenantriebsrad 58, das seinerseits mittels Keilwellennuten mit der linken Wellenhälfte 35 der Halbwelle 9 gekuppelt ist.

Eine von einer gepreßten Stahlplatte gebildete Zahnradabdeckung 59 ist an einer rechten Außenfläche der Pumpenabdeckung 50 angebracht, um das Pumpenantriebsrad 58 und das angetriebene Pumpenritzel 57 abzudecken. Ein unterer Teil des Pumpenantriebsrads 58 taucht in Öl ein, das am Boden des Gehäuses 20 gesammelt ist. Falls aufgrund der Rotation des Pumpenantriebsrads 58 das Öl in dem Gehäuse 20 herumspritzt, besteht die Möglichkeit, daß der Ölpegel stark schwankt oder das herumfliegende oder herumspritzende Öl durch einen Belüftungskanal entweicht. Das Herumspritzen des Öls kann jedoch durch die Anbringung der Zahnradabdeckung 59 zuverlässig verhindert werden, was die vorstehenden Probleme beseitigt. Da die Zahnradabdeckung 59 aus einer gepreßten Stahlplatte hergestellt ist, ist sie vom Gewicht her leicht und preiswert. Darüber hinaus geht die Anbringung und Abnahme der Zahnradabdeckung 59 schnell und leicht vonstatten, weswegen es ein einfacher Vorgang ist, das Material und die Form der Zahnradabdeckung 59 zu ändern.

Im unteren Bereich des linken und des mittleren Gehäuseteils 30 und 31 ist ein Ölreservoir 60 begrenzt. Das in dem Ölreservoir 60 aufgenommene Öl wird von der Hydraulikpumpe 51 durch ein Sieb 61 gepumpt. An einer oberen Fläche des mittleren Gehäuseteils 31 ist ein Ventilblock 32 angebracht, um das Einkuppeln/Auskuppeln der linken und der rechten Hydraulikkupplung C_L und C_R mittels des von der Pumpe 51 gelieferten Öls zu steuern. Nachfolgend wird anhand der Fig. 4 und 5 der Aufbau des Hydraulikdruckkreises H beschrieben.

Das von der Hydraulikpumpe 51 von dem Ölreservoir 60 durch eine Ölpassage L₁ gepumpte Öl wird in einem Regulierventil 65 primär reguliert und dann durch eine Ölpassage L₂, in die ein Öltemperatursensor 66 eingebaut ist, zu einem linearen Solenoidventil 67 geliefert, wo das Öl sekundär reguliert wird. Eine von dem linearen Solenoidventil 67 ausgehende Ölpassage L₃ zweigt in der Mitte in Passagenzweige ab, die mit einem linken und einem rechten Schaltsolenoidventil 68_L bzw. 68_R verbunden sind. Das linke Schaltsolenoidventil 68_L ist über eine Ölpassage L₄, in die ein linker Hydraulikdrucksensor 69_L eingebaut ist, mit der linken Hydraulikkupplung C_L verbunden. Das rechte Schaltsolenoidven-

til 68_R ist über eine Ölpassage L₅, in die ein rechter Hydraulikdrucksensor 69_R eingebaut ist, mit der rechten Hydraulikkupplung C_R verbunden. Eine von dem Regulierventil 65 ausgehende Schmierölpassage L₆ steht mit dem Außenumfang der Halbwelle 9 über die Innenseite des Kupplungsgehäuses 38 in Verbindung.

Die Ölpassagen L₁ bis L₆ zur Übertragung des Hydraulikdrucks von der Hydraulikpumpe 51 sowie mit diesen Ölpassagen verbundene Passagen sind in dem Gehäuse 20 der Antriebskraftverteilungseinrichtung T und dem direkt mit dem Gehäuse 20 gekuppelten Ventilblock 62 ausgebildet.

In Fig. 4 bezeichnen das Bezugszeichen 70 ein Kühlerüberdruckventil, das Bezugszeichen 71 ein Kühlerschmierüberdruckventil, das Bezugszeichen 72 ein Ablauffilter und das Bezugszeichen 73 eine Kaltwasserkühleinrichtung mit eingebautem Kühler.

In den Fig. 4, 5 und 6 erkennt man, daß das lineare Solenoidventil 67, das linke Schaltsolenoidventil 68_L und das rechte Schaltsolenoidventil 68_R mit der elektronischen Steuereinheit U verbunden sind und von dieser gesteuert werden. Das lineare Solenoidventil 67 führt eine sekundäre Regulierung des in dem Regulierventil 65 primär regulierten Hydraulikdrucks durch, um die Einkupplungskräfte der linken und rechten Hydraulikkupplung C_L und C_R auf jeden beliebigen Wert einzustellen. Das linke Schaltsolenoidventil 68_L wird zwischen EIN- und AUS-Stellungen gesteuert, um die Ölpassage L₄ zu öffnen und zu schließen und das Einkuppeln/Auskuppeln der linken Hydraulikkupplung C_L zu steuern. Das rechte Schaltsolenoidventil 68_R wird zwischen EIN- und AUS-Stellungen gesteuert, um die Ölpassage L₅ zu öffnen und zu schließen und das Einkuppeln/Auskuppeln der rechten Hydraulikkupplung C_R zu steuern.

Da die Hydraulikpumpe 51 in dem Gehäuse 20 der Antriebskraftverteilungseinrichtung T angeordnet ist, können die von der Hydraulikpumpe 51 ausgehenden und mit der linken und der rechten Hydraulikkupplung C_L und C_R verbundenen Ölpassagen L₁ bis L₆ sowie die daranhängenden Ölpassagen in dem Gehäuse 20 und dem unmittelbar mit dem Gehäuse 20 gekuppelten Ventilblock 62 ausgebildet sein. Es ist daher möglich, die Länge jeder der Ölpassagen auf ein Minimum zu reduzieren und darüber hinaus die Notwendigkeit eines aus dem Gehäuse 20 nach außen verlaufenden Rohrs zu beseitigen. Wenn die Hydraulikpumpe 51 in dem Motor E oder dem Getriebe M angebracht wird, nimmt nicht nur die Länge der Ölpassagen zu, sondern ist es auch notwendig, ein Rohr außerhalb des Gehäuses anzuordnen. Außerdem ist es schwierig, mit dem Fall zurechtzukommen, daß sich der in der Antriebskraftverteilungseinrichtung T verwendete Typ von Öl und der in dem Motor E oder dem Getriebe M verwendete Typ von Öl unterscheiden. Zudem wird die Ölpumpe 51 von der mit einem der Räder (im Ausführungsbeispiel dem linken Vorderrad W_{FL}) verbundenen Halbwelle 9 angetrieben, weswegen das Antriebssystem zur Übertragung der Antriebskraft zu der Hydraulikpumpe 51 vereinfacht werden kann.

Nachfolgend wird nun die Arbeitsweise des Ausführungsbeispiels der Erfindung mit der zuvor beschriebenen Ausgestaltung erläutert.

In Fig. 6 erkennt man, daß die elektronische Steuereinheit U einen Vorwärtssteuerteil und einen Rückführsteuerteil umfaßt. Zusätzlich zu Signalen von dem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 10a, dem Lenkwinkelsensor 10b und dem Querschleunigungssensor 10c wer-

den ein Motordrehmoment und eine Motordrehzahl in den Vorwärtssteuerteil eingegeben und Signale von dem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 10a, dem Querschleunigungssensor 10c und dem Gierratensensor 10d in den Rückführsteuerteil eingegeben.

Der Vorwärtssteuerteil ermittelt eine Querschleunigung anhand eines Ausgangssignals des Querschleunigungssensors 10c und schließt anhand eines Ausgangssignals des Fahrzeuggeschwindigkeitssensors 10a und eines Ausgangssignals des Lenkwinkelsensors 10b auf eine Querschleunigung, wobei ein Drehbetrag des Fahrzeugs, also der Betrag einer Drehbewegung oder Richtungsänderung des Fahrzeugs, anhand dieser beiden Querschleunigungen berechnet wird. Die vermutete oder angenommene Querschleunigung steigt schneller als die aus dem Ausgangssignal des Querschleunigungssensors 10c ermittelte Querschleunigung an. Weiterhin wird anhand des Ausgangssignals des Fahrzeuggeschwindigkeitssensors 10a und der Motordrehzahl ein Übersetzungsverhältnis ermittelt. Dieses Übersetzungsverhältnis und das Motordrehmoment liegen der Berechnung einer Antriebskraft für das Fahrzeug zugrunde.

Die Antriebskraftverteilungseinrichtung ermittelt auf Grundlage eines Produkts der Antriebskraft und des Drehbetrags einen Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT der auf das linke und das rechte Vorderrad W_{FL} und W_{FR} zu verteilenden Antriebskraft. Die Größe des dem linearen Solenoid 67 zugeführten elektrischen Stroms wird so gesteuert, daß ein zur Erzielung dieses Antriebskraftverteilungsbetrags ΔT erforderlicher Hydraulikdruck an die linke oder die rechte Hydraulikkupplung C_L , C_R ausgegeben wird. Anhand des Drehbetrags wird eine Drehrichtung ermittelt. Bei einer Drehung des Fahrzeugs nach links wird dem linken Schaltsolenoidventil 68_L ein elektrischer Strom zugeführt, um die linke Hydraulikkupplung C_L in ihren Einkupplungszustand zu bringen. Dagegen wird bei einer Drehung des Fahrzeugs nach rechts dem rechten Schaltsolenoidventil 68_R ein elektrischer Strom zugeführt, um die rechte Hydraulikkupplung C_R in ihren Einkupplungszustand zu bringen.

Der Rückführsteuerteil berechnet aus einem in Fig. 9a gezeigten Fahrzeugmodell anhand des Ausgangssignals des Fahrzeuggeschwindigkeitssensors 10a und des Ausgangssignals des Querschleunigungssensors 10c eine Referenzgierrate. Eine Abweichung β zwischen einer durch den Gierratensensor 10d erfaßten Ist-Gierrate und der Referenzgierrate wird dann berechnet. Diese Abweichung β wird in den Vorwärtssteuerteil eingegeben, wo sie in einen Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT umgewandelt wird. Dieser Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT wird von dem in dem Vorwärtssteuerteil berechneten Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT subtrahiert, um eine Korrektur zu erzielen. Speziell wenn der Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT übermäßig groß wird und eine Übersteuerungstendenz des Fahrzeugs hervorruft, wird der Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT auf einen niedrigeren Wert korrigiert, um diese Übersteuerungstendenz zu beseitigen. Der Verteilungsbetrag ΔT der durch die Antriebskraftverteilungseinrichtung T auf das linke und rechte Vorderrad W_{FL} und W_{FR} verteilten Antriebskraft wird also sowohl durch eine Vorwärtssteuerung als auch eine Rückführsteuerung gesteuert.

Auf diese Weise wird anhand der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Lenkwinkels, der Querschleunigung usw. ein zur Erzeugung eines geeigneten Gierrmoments an

dem Fahrzeug erforderlicher Antriebskraftverteilungsbetrag hergeleitet. Die linke und die rechte Hydraulikkupplung C_L und C_R werden dabei so gesteuert, daß dieser Antriebskraftverteilungsbetrag erhalten wird. Es ist so möglich, eine hochempfindliche bzw. feinansprechende Steuerung zu erzielen. Wenn die Tendenz zum Übersteuern des Fahrzeugs auftritt, kann diese Übersteuerungstendenz durch die Rückführsteuerung, die die Abweichung zwischen der Ist-Gierrate und der Referenzgierrate mit hoher Genauigkeit gegen Null konvergieren läßt, beseitigt werden und das Verhalten des Fahrzeugs stabilisiert werden.

Aus Fig. 7 erkennt man, daß der die Hydraulikpumpe 51 mit der linken und der rechten Hydraulikkupplung C_L und C_R verbindende Hydraulikdruckkreis H die folgenden Komponenten umfaßt:

- das Regulierventil 65 zur Begrenzung eines von der Hydraulikpumpe 51 abgegebenen Arbeitsöls auf einen gegebenen Druck,
- das lineare Solenoidventil 67 als Druckreguliereinrichtung zur Regulierung des Drucks des durch das Regulierventil 65 gelangenden Arbeitsöls,
- den Öltemperatursensor 66 zur Erfassung der Temperatur des durch das lineare Solenoidventil 67 gelangenden Arbeitsöls,
- das rechte Schaltsolenoidventil 68_R, das zwischen dem linearen Solenoidventil 67 und der rechten Hydraulikkupplung C_R angebracht ist,
- das linke Schaltsolenoidventil 68_L, das zwischen dem linearen Solenoidventil 67 und der linken Hydraulikkupplung C_L angebracht ist,
- den rechten Hydraulikdrucksensor 69_R zur Erfassung eines zu der rechten Hydraulikkupplung C_R übertragenen Hydraulikdrucks und
- den linken Hydraulikdrucksensor 69_L zur Erfassung eines zu der linken Hydraulikkupplung C_L übertragenen Hydraulikdrucks.

Ein Solenoidsteuerteil der elektronischen Steuereinheit U steuert den Öffnungsgrad des linearen Solenoidventils 67 durch Ausgabe eines einem Arbeitsbetrag IL entsprechenden elektrischen Stroms an eine Ansteuererschaltung 80. Der Solenoidsteuerteil steuert außerdem die Öffnungs- und Schließvorgänge des linken und rechten Schaltsolenoidventils 68_L und 68_R durch Ausgabe von Schaltsolenoidventilansteuerbefehlen LSOL und RSOL an Ansteuererschaltungen 80_L und 80_R.

In Fig. 8 erkennt man, daß der Solenoidsteuerteil umfaßt:

- Antriebskraftverteilungsbetrag-Hydraulikdrucksollwert-Umwandlungsmittel 82 zum Umwandeln des Antriebskraftverteilungsbetrags ΔT in einen Hydraulikdrucksollwert PLM,
- Vorwärtssteuerungsmittel 83 zur Berechnung eines Vorwärtsterms FFCW (eines ersten Arbeitsbetrags) auf Grundlage des Hydraulikdrucksollwerts PLM und einer durch den Öltemperatursensor 66 erfaßten Öltemperatur MTMP,
- Filtermittel 84, die sich aus einem Tiefpaßfilter zusammensetzen, um von dem Hydraulikdrucksollwert PLM einen hochfrequenten Anteil zu entfernen,
- Subtrahiermittel 85 zur Berechnung einer Steuerabweichung FBER, die eine Abweichung zwischen einem Filterwert REFW des Hydraulikdrucksollwerts PLM und dem durch den Hydraulik-

likdrucksensor 69L, 69R erfaßten Hydraulikdruck PLO, PRO ist,

- Rückführsteuermittel 86 zur Berechnung eines Rückführterms FBCKW (eines zweiten Arbeitsbetrags) auf Grundlage der Steuerabweichung FBER,
- Addiermittel 87 zum Addieren des Vorwärtsterms FFCW und des Rückführterms FBCKW, um einen Arbeitsbetrag PFB zu berechnen,
- Druck-Strom-Umwandlungsmittel 88 zur Umwandlung des Arbeitsbetrags PFB in einen elektrischen Stromwert, um den Arbeitsbetrag IL zu berechnen, und
- die Ansteuerschaltung 80.

Die Antriebskraftverteilungsbetrag-Hydraulikdrucksollwert-Umwandlungsmittel 82 wandeln den Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT anhand eines in Fig. 10 gezeigten Kennfelds in den Hydraulikdrucksollwert PLM um. Der Solenoidsteuerteil gibt den Arbeitsbetrag IL an die Ansteuerschaltung 80 des linearen Solenoidventils 67 aus, um den Antriebskraftverteilungsbetrag ΔT in der Antriebskraftverteilungseinrichtung T zu erzeugen. Anhand der Flußdiagramme der Fig. 11 bis 13 wird die Arbeitsweise des Solenoidsteuerteils näher beschrieben.

Falls in einem Schritt S1 der von dem linearen Solenoidventil 67 abzugebende Hydraulikdrucksollwert PLM 0 ist, werden zunächst alle nachstehend aufgeführten Konstanten in einem Schritt S2 auf einen Anfangswert von 0 eingestellt:

FFCW: Vorwärtsterm,
REFW: Filterwert für den Hydraulikdrucksollwert,
FBER: Steuerabweichung,
FBER1: letzter Wert der Steuerabweichung,
FBER2: vorletzter Wert der Steuerabweichung,
FBCKW: Rückführterm,
FBCK1W: letzter Wert des Rückführterms,
PFB: Hydraulikarbeitsbetrag.

Wenn der Hydraulikdrucksollwert PLM in Schritt S1 nicht 0 ist und in Schritten S3 und S4 sowohl ein Funktionsbestimmungsmerker für das rechte Schaltsolenoidventil F_{RSOL} als auch ein Funktionsbestimmungsmerker für das linke Schaltsolenoidventil F_{LSOL} AUS sind, d. h. das linke und das rechte Schaltsolenoidventil 68L und 68R beide in ihrem geschlossenen Zustand sind, geht der Ablauf zu Schritt S2, in dem alle Konstanten auf den Anfangswert 0 eingestellt werden. Falls einer der beiden Funktionsbestimmungsmerker F_{RSOL} und F_{LSOL} für das rechte Schaltsolenoidventil und das linke Schaltsolenoidventil EIN ist, sich also eines der beiden Schaltsolenoidventile 68L und 68R in seinem geöffneten Zustand befindet, rückt der Ablauf vor zu einem Schritt S5. Falls in Schritt S5 ein Schaltsolenoidventilwechslermerker F_{FBCLR} EIN ist, um anzugeben, daß ein Schaltsolenoidventilöffnungsbefehl von der Seite des rechten Schaltsolenoidventils 68R zur Seite des linken Schaltsolenoidventils 68L oder von der Seite des linken Schaltsolenoidventils 68L zur Seite des rechten Schaltsolenoidventils 68R gewechselt hat, werden die fünf Konstanten REFW (Filterwert für den Hydraulikdrucksollwert), FBER (Steuerabweichung), FBER1 (letzter Wert der Steuerabweichung), FBCKW (Rückführterm) und FBCK1 (letzter Wert des Rückführterms) in einem Schritt S6 auf den Anfangswert 0 eingestellt.

In nachfolgenden Schritten S7 bis S15 werden ein erster Vorwärtstermberechnungsfaktor B0FFC und ein zweiter Vorwärtstermberechnungsfaktor B1FFC zur Berechnung des Vorwärtsterms FFCW anhand des Hydraulikdrucksollwerts PLM und der Öltemperatur

MTMP von den Vorwärtssteuermitteln 83 ermittelt.

Fig. 14 zeigt, daß ein Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} so eingerichtet ist, daß für die beiden Vorwärtstermberechnungsfaktoren B0FFC und B1FFC jeweils eine Hysterese zwischen einer Zunahme des Hydraulikdrucksollwerts PLM und einer Abnahme des Hydraulikdrucksollwerts PLM gewährleistet ist. Bei einer Zunahme des Hydraulikdrucksollwerts PLM bleibt der Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} AUS, bis der Hydraulikdrucksollwert PLM einen größeren Referenzwert COMH erreicht. Wenn der Hydraulikdrucksollwert PLM gleich oder größer als der größere Referenzwert COMH geworden ist, schaltet der Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} auf EIN um. Ebenso bleibt bei einer Abnahme des Hydraulikdrucksollwerts PLM der Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} EIN, bis der Hydraulikdrucksollwert PLM einen kleineren Referenzwert COML erreicht. Wenn der Hydraulikdrucksollwert PLM kleiner als der kleinere Referenzwert COML geworden ist, schaltet der Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} auf AUS um.

Wenn der Hydraulikdrucksollwert PLM langsam abgenommen hat und kleiner als der kleinere Referenzwert COML geworden ist, wenn also die Antwort in Schritt S7 JA ist und die Antwort in Schritt S8 JA ist, wird der Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} in Schritt S9 von EIN auf AUS gestellt. Des weiteren wird in Schritt S12 die Größe TBL_{B0FFL}, die aus einem in Fig. 15A gezeigten Schaubild gesucht wird, als der erste Vorwärtstermberechnungsfaktor B0FFC verwendet. In Schritt S13 wird die Größe TBL_{B1FFL}, die aus einem in Fig. 15B gezeigten Schaubild gesucht wird, als der zweite Vorwärtstermberechnungsfaktor B1FFC verwendet.

Wenn der Hydraulikdrucksollwert PLM langsam zugenommen hat und gleich oder größer als der größere Referenzwert COMH geworden ist, wenn also die Antwort in Schritt S7 NEIN ist und die Antwort in Schritt S10 JA ist, wird der Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} in Schritt S11 von AUS auf EIN gestellt. Des weiteren wird in Schritt S14 die Größe TBL_{B0FFH}, die aus dem in Fig. 15A gezeigten Schaubild gesucht wird, als der erste Vorwärtstermberechnungsfaktor B0FFC verwendet. In Schritt S15 wird die Größe TBL_{B1FFH}, die aus dem in Fig. 15B gezeigten Schaubild gesucht wird, als der zweite Vorwärtstermberechnungsfaktor B1FFC verwendet.

Die Kennlinien des ersten Vorwärtstermberechnungsfaktors B0FFC (siehe Fig. 15A) und des zweiten Vorwärtstermberechnungsfaktors B1FFC (siehe Fig. 15B) sind einander ähnlich, aber derart festgelegt, daß der Wert des ersten Vorwärtstermberechnungsfaktors B0FFC etwas größer als der des zweiten Vorwärtstermberechnungsfaktors B1FFC ist.

Wenn die Antworten in den Schritten S7, S8 und S10 anders als die vorstehend diskutierten Antworten ausfallen, werden die letzten Werte des ersten und des zweiten Vorwärtstermberechnungsfaktors B0FFC und B1FFC in den Schritten S12 bis S15 so wie sie sind als Stromwerte verwendet, ohne den Hydraulikdruckzunahme-/abnahmemerker F_{COMH} in den Schritten S9 und S11 zu setzen oder zu löschen.

Nachdem der erste und der zweite Vorwärtstermberechnungsfaktor B0FFC und B1FFC in der vorstehenden Weise in den Schaubildern oder Tabellen gesucht worden sind, wird in einem Schritt S16 der Vorwärtsterm FFCW als der erste Arbeitsbetrag nach der folgen-

den Gleichung anhand des Vorwärtsterms FFCW, des Hydraulikdrucksollwerts PLM, des ersten Vorwärtstermberechnungsfaktors B0FFC, des letzten Werts PLM1 des Hydraulikdrucksollwerts PLM, des zweiten Vorwärtstermberechnungsfaktors B1FFC und der Konstante C1 berechnet:

$$\text{FFCW} \leftarrow \text{FFCW} \times C1 + \text{PLM} \times B0FFC - \text{PLM1} \times B1FFC \quad (1)$$

Sodann wird in einem Schritt S17 der Filterwert REFW, der dadurch bereitgestellt wird, daß der Hydraulikdrucksollwert PLM durch die Filtermittel 54 gelangen kann, nach der folgenden Gleichung anhand des Hydraulikdrucksollwerts PLM, des letzten Werts PLM1 des Hydraulikdrucksollwerts PLM, des Filterwerts REFW und der Konstanten C2, C3 und C4 berechnet:

$$\text{REFW} \leftarrow \text{PLM} \times C2 + \text{PLM1} \times C3 - \text{REFW} \times C4 \quad (2)$$

In einem Schritt S18 wird dann der vorletzte Wert FBER2 der Steuerabweichung durch den letzten Wert FBER1 erneuert, wobei der letzte Wert FBER1 der Steuerabweichung in einem Schritt S19 durch den momentanen Wert FBER erneuert wird. Falls in einem Schritt S20 der Funktionsbestimmungsmerker F LSOL für das linke Schaltsolenoidventil EIN ist und sich das linke Schaltsolenoidventil 68L in seinem geöffneten Zustand befindet, wird in einem Schritt S21 der durch den linken Hydraulikdrucksensor 69L erfaßte Hydraulikdruck PLO als Hydraulikdruckerfassungswert A festgelegt. Darüber hinaus wird, falls in Schritt S20 der Funktionsbestimmungsmerker F RSOL für das rechte Schaltsolenoidventil AUS ist und sich das rechte Schaltsolenoidventil 68R in seinem geöffneten Zustand befindet, der durch den rechten Hydraulikdrucksensor 69R erfaßte Hydraulikdruck PRO in einem Schritt S22 als Hydraulikdruckerfassungswert A festgelegt. In einem Schritt S23 wird die Steuerabweichung FBER nach der folgenden Gleichung anhand des Filterwerts REFW des Hydraulikdrucksollwerts PLM und des Hydraulikdruckerfassungswerts A berechnet:

$$\text{FBER} \leftarrow \text{REFW} - A \quad (3)$$

Ein von den Rückführsteuermitteln 86 in einem Mehrzweckregister gespeicherter Registerwert RP1 des Rückführterms wird in einem Schritt S24 nach der folgenden Gleichung anhand des Rückführterms FBCKW, des letzten Werts FBCK1W des Rückführterms, der Steuerabweichung FBER, des letzten Werts FBER1 der Steuerabweichung, des vorletzten Werts FBER2 der Steuerabweichung und der Konstanten C5 bis C9 berechnet:

$$\text{RP1} \leftarrow \text{FBCKW} \times C5 + \text{FBCK1W} \times C6 + \text{FBER} \times C7 + \text{FBER1} \times C8 + \text{FBER2} \times C9 \quad (4)$$

Sodann wird in einem Schritt S25 der letzte Wert FBCK1W des Rückführterms durch den momentanen Wert FBCKW erneuert. In Schritten S26 und S27 wird dann eine obere Grenze für den Registerwert RP1 des Rückführterms festgelegt. Wenn dabei der Registerwert RP1 des Rückführterms einen oberen Grenzwert PFLMT übersteigt, wird dieser obere Grenzwert PFLMT als Registerwert RP1 des Rückführterms festgelegt. Sodann wird der nach dem Begrenzungsvorgang gelieferte Registerwert RP1 des Rückführterms als En-

drückführterm FBCKW festgelegt, der als der zweite Arbeitsbetrag dient.

Anschließend wird in einem Schritt S29 ein aus einer Addition des nach Gleichung (1) berechneten Vorwärtsterms FFCW und des nach Gleichung (4) berechneten Rückführterms FBCKW resultierender Wert als Registerwert X des Arbeitsbetrags festgelegt. Wenn der Registerwert X des Arbeitsbetrags in einem Schritt S30 negativ ist, werden in einem Schritt 531 der Rückführterm FBCKW durch den letzten Wert FBCK1W ersetzt und in einem Schritt S32 der Rückführmerker F_FBCK durch den letzten Wert F_FBCK1 ersetzt, wodurch die gegenwärtige Erneuerung oder Aktualisierung ungültig gemacht wird. Ferner wird in einem Schritt S33 der Registerwert X des Arbeitsbetrags auf 0 gesetzt.

Wenn der Registerwert X des Steuerbetrags in Schritt S30 nicht negativ ist, wird dieser Registerwert X in einem Schritt S34, so wie er ist, als Hydraulikarbeitsbetrag PFB festgelegt. Falls der Registerwert X in Schritt S30 negativ ist, ist der Hydraulikarbeitsbetrag PFB in diesem Fall 0. Wenn der Hydraulikarbeitsbetrag PFB auf diese Weise bestimmt wird, gibt der Solenoidsteuerteil den durch die Druck-Strom-Umwandlungsmittel 88 in einen elektrischen Strom umgewandelten Arbeitsbetrag IL an die Ansteuerschaltung 80 aus, um den Öffnungsgrad des linearen Solenoidventils 67 zu steuern.

Wenn das rechte oder das linke Solenoidventil 68R, 68L geöffnet ist, tritt eine Zeitverzögerung auf, bis das Arbeitsöl in die das lineare Solenoidventil 67 mit der rechten Hydraulikkupplung CR verbindende Ölpassage oder in die das lineare Solenoidventil 67 mit der linken Hydraulikkupplung CL verbindende Ölpassage fließt und der Hydraulikdruck ansteigt. Wenn die Viskosität des Arbeitsöls bei einer Abnahme der Öltemperatur größer wird, kann diese Zeitverzögerung beachtlich sein. Bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel kann diese Zeitverzögerung jedoch wirksam beseitigt werden, indem zusätzlich zu der Rückführsteuerung eine Vorwärtssteuerung verwendet wird.

Wenn der Hydraulikdrucksollwert PLM schrittweise erhöht wird (siehe Fig. 16A), steigt der Arbeitsbetrag IL, der ein an das lineare Solenoidventil 67 ausgegebener elektrischer Strom ist, schnell an (siehe Fig. 16B). Damit steigt auch der von dem linearen Solenoidventil 67 abgegebene Hydraulikdruck PRO, PLO schnell an (siehe Fig. 16C), wodurch in wirksamer Weise eine Herabsetzung der Empfindlichkeit oder des Ansprechverhaltens beim Einkuppeln der linken und der rechten Hydraulikkupplung CL, CR aufgrund einer Absenkung der Öltemperatur beseitigt wird. Darüber hinaus wird der angestiegene Hydraulikdruck PRO, PLO rasch in den Hydraulikdrucksollwert PLM umgesetzt, ohne wesentlich über den Hydraulikdruckwert PLM hinauszuschießen.

Fig. 17 zeigt das Ansprechverhalten des von dem linearen Solenoidventil 67 abgegebenen Hydraulikdrucks PRO, PLO, wobei an der Abszisse die Öltemperatur MTMP aufgetragen ist und die Ordinate die Antwortzeit darstellt, bis der Hydraulikdruck PRO, PLO 63,2% des Hydraulikdrucksollwerts PLM erreicht. Man kann ohne weiteres erkennen, daß beim Stand der Technik, bei dem nur eine Rückführsteuerung durchgeführt wurde, die Antwortzeit 80 msec übersteigt, wenn die Öltemperatur MTMP gleich oder kleiner als 45°C ist. 80 msec werden als akzeptabler Wert angesehen; mehr als 80 msec werden jedoch als zuviel angesehen. Bei der Erfindung, bei der sowohl eine Rückführsteuerung als auch eine Vorwärtssteuerung verwendet werden, ist es

dagegen möglich, die Antwortzeit innerhalb 80 msec zu halten, bis die Öltemperatur MTMP - 10°C oder sogar noch niedriger wird. Daher ist es bei der Erfindung möglich, eine durch ein Absinken der Öltemperatur bedingte Herabsetzung des betriebsmäßigen Ansprechverhaltens eines hydraulischen Aktuators einfach durch Modifizierung der Steuersoftware zu beseitigen.

Die Arbeitsweise der Antriebskraftverteilungseinrichtung T ist wie folgt:

Wenn das Fahrzeug geradeaus fährt, befinden sich sowohl die linke als auch die rechte Hydraulikkupplung C_L und C_R in ihrem ausgekuppelten Zustand. Die Rückhaltung oder Bewegungseinschränkung des Trägereils 11 und des dritten Sonnenrads 19 ist also gelöst, so daß die Halbwelle 9, die linke Antriebswelle A_L , die rechte Antriebswelle A_R , der Planetenträger 8 und das Trägereil 11 des Differentials D gemeinsam rotieren. Zu diesem Zeitpunkt wird das Drehmoment des Motors E zu gleichen Teilen über das Differential D auf das linke und das rechte Vorderrad W_{FL} und W_{FR} übertragen.

Bei einer Richtungsänderung des Fahrzeugs nach rechts wird die rechte Hydraulikkupplung C_R durch die elektronische Steuereinheit U und den Hydraulikdruckkreis H in ihren eingekuppelten Zustand gebracht, wodurch das Trägereil 11 mit dem Gehäuse 20 gekuppelt wird und das Trägereil 11 gestoppt wird. Zu diesem Zeitpunkt sind die Halbwelle 9 und die linke Antriebswelle A_L , die sich gemeinsam mit dem linken Vorderrad W_{FL} drehen, und die rechte Antriebswelle A_R , die sich gemeinsam mit dem rechten Vorderrad W_{FR} dreht (d. h. mit dem Planetenträger 8 des Differentials D), über das zweite Sonnenrad 18, das zweite Ritzel 14, das erste Ritzel 13 und das erste Sonnenrad 17 miteinander verbunden. Die Drehzahl N_L des linken Vorderrads W_{FL} erhöht sich daher gegenüber der Drehzahl N_R des rechten Vorderrads W_{FR} , was sich durch die folgende Gleichung ausdrücken läßt:

$$N_L/N_R = (S_1/P_1)/(S_2/P_2) = 1.1538 \quad (5)$$

Wenn sich die Drehzahl N_L des linken Vorderrads W_{FL} gegenüber der Drehzahl N_R des rechten Vorderrads W_{FR} in obiger Weise erhöht, kann ein Teil des Drehmoments des rechten Vorderrads W_{FR} , das bei der Drehbewegung bzw. Richtungsänderung des Fahrzeugs ein inneres Rad ist, auf das linke Vorderrad W_{FL} übertragen werden, das bei der Richtungsänderung des Fahrzeugs ein äußeres Rad ist.

Wenn die Einkuppelkraft der rechten Hydraulikkupplung C_R in solcher Weise geeignet reguliert wird, daß sich die Drehzahl des Trägereils 11 verringert, anstatt das Trägereil 11 durch die rechte Hydraulikkupplung C_R zu stoppen, kann die Drehzahl N_L des linken Vorderrads W_{FL} gegenüber der Drehzahl N_R des rechten Vorderrads W_{FR} in Antwort auf eine solche Verringerung der Drehzahl des Trägereils 11 so erhöht werden, daß jedes beliebige Drehmoment von dem rechten Vorderrad W_{FR} , das bei einer Richtungsänderung des Fahrzeugs das innere Rad ist, auf das linke Vorderrad W_{FL} übertragen werden kann, das bei einer Richtungsänderung des Fahrzeugs das äußere Rad ist.

Dagegen wird bei einer Richtungsänderung des Fahrzeugs nach links die linke Hydraulikkupplung C_L durch die elektronische Steuereinheit U und den Hydraulikdruckkreis H in ihren eingekuppelten Zustand gebracht, was die Ankuppelung des dritten Ritzels 15 über das dritte Sonnenrad 19 an das Gehäuse 20 ermöglicht. Als Folge erhöhen sich die Drehzahl des Trägereils 11 ge-

genüber der Drehzahl der Halbwelle 9 und die Drehzahl N_R des rechten Vorderrads W_{FR} gegenüber der Drehzahl N_L des linken Vorderrads W_{FL} , was sich durch die folgende Gleichung ausdrücken läßt:

$$N_R/N_L = (S_3/P_3 - S_1/P_1)/(S_3/P_3 - S_2/P_2) = 1.1555 \quad (6)$$

Wenn die Drehzahl N_R des rechten Vorderrads W_{FR} gegenüber der Drehzahl N_L des linken Vorderrads W_{FL} in obiger Weise zunimmt, kann ein Teil des Drehmoments des linken Vorderrads W_{FL} , das bei der Richtungsänderung des Fahrzeugs das innere Rad ist, auf das rechte Vorderrad W_{FR} übertragen werden, das bei der Richtungsänderung des Fahrzeugs das äußere Rad ist. Auch in diesem Fall kann die Einkuppelkraft der linken Hydraulikkupplung C_L in geeigneter Weise reguliert werden, so daß sich die Drehzahl des Trägereils 11 erhöht und die Drehzahl N_R des rechten Vorderrads W_{FR} gegenüber der Drehzahl N_L des linken Vorderrads W_{FL} nach Maßgabe der Zunahme der Drehzahl des Trägereils 11 erhöht werden kann, wodurch jedes beliebige Drehmoment von dem linken Vorderrad W_{FL} , das bei der Richtungsänderung des Fahrzeugs das innere Rad ist, auf das rechte Vorderrad W_{FR} übertragen werden kann, das bei der Richtungsänderung des Fahrzeugs das äußere Rad ist.

Wenn man die Gleichungen (5) und (6) miteinander vergleicht, kann man feststellen, daß durch Einstellung der Zähnezahl des ersten, des zweiten und des dritten Ritzels 13, 14, 15 und des ersten, des zweiten und des dritten Sonnenrads 17, 18, 19 auf die zuvor beschriebenen Werte das Zunahmeverhältnis (etwa 1,1538) der Geschwindigkeit vom rechten Vorderrad W_{FR} zum linken Vorderrad W_{FL} und das Zunahmeverhältnis (etwa 1,1555) der Geschwindigkeit vom linken Vorderrad W_{FL} zum rechten Vorderrad W_{FR} einander im wesentlichen angeglichen werden können, wobei die Differenz zwischen diesen beiden Verhältnissen auf weniger als 0,15% gedrückt werden kann. Die Verteilung der Antriebskraft auf das linke und das rechte Vorderrad W_{FL} , W_{FR} kann daher seitensymmetrisch durchgeführt werden, ohne daß für unterschiedliche Antriebskraftverteilungsfähigkeiten der linken und der rechten Hydraulikkupplung C_L , C_R oder für unterschiedliche Hydraulikdrücke gesorgt werden muß, die der linken und der rechten Hydraulikkupplung C_L , C_R zugeführt werden, weswegen für die linke und die rechte Hydraulikkupplung C_L , C_R gleiche Bauteile verwendet werden können, das Antriebssystem vereinfacht werden kann und sich so die Kosten reduzieren lassen.

Im Vorstehenden wurde lediglich ein Ausführungsbeispiel der Erfindung beschrieben. Es versteht sich, daß die Erfindung nicht auf dieses Ausführungsbeispiel beschränkt ist, sondern daß verschiedenste Abwandlungen daran vorgenommen werden können, ohne den Umfang und Inhalt der Erfindung zu verlassen, wie er in den beigefügten Ansprüchen festgelegt ist. Beispielsweise wurde bei dem beschriebenen Ausführungsbeispiel die Referenzgierrate unter Verwendung der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querbeseleunigung als Parameter berechnet. Die Referenzgierrate kann aber auch aus dem in Fig. 9B gezeigten Fahrzeugmodell unter Verwendung der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Lenkwinkels berechnet werden. Ferner wurde die Erfindung in dem Ausführungsbeispiel anhand einer Antriebskraftverteilungseinrichtung erläutert. Die Erfindung ist aber auch bei einer Bremskraftverteilungseinrichtung

anwendbar, die eine Bremskraft auf linke und rechte Räder verteilt, um ein Giermoment zu erzeugen. Schließlich wurden bei dem Ausführungsbeispiel die hydraulischen Aktuatoren als Hydraulikkupplungen CL, CR dargestellt. Es können aber auch andere hydraulische Aktuatoren verwendet werden.

Ein Vorwärtssteuerteil steuert in einem Vorwärtszweig linke und rechte Hydraulikkupplungen einer Antriebskraftverteilungseinrichtung, indem ein Antriebskraftverteilungsbetrag auf Grundlage eines Motordrehmoments, einer Motordrehzahl, einer Fahrzeuggeschwindigkeit, eines Lenkwinkels und einer Querbesehleunigung derart hergeleitet wird, daß eine einem Drehzustand eines Fahrzeugs entsprechende Gierrate erhalten wird. Auf der anderen Seite berechnet ein Rückführsteuerteil eine Abweichung zwischen einer aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querbesehleunigung berechneten Referenzgierrate und einer durch einen Gierratensensor erfaßten Ist-Gierrate und korrigiert den berechneten Antriebskraftverteilungsbetrag für die Antriebskraftverteilungseinrichtung so, daß die Abweichung gegen Null konvergiert. Selbst wenn der Antriebskraftverteilungsbetrag bedingt durch die Vorwärtssteuerung übermäßig groß wird, so daß eine Neigung zum Übersteuern des Fahrzeugs entstehen würde, kann diese Übersteuerungstendenz durch die Rückführsteuerung beseitigt werden und das Verhalten des Fahrzeugs stabilisiert werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Steuerung eines Giermoments eines Fahrzeugs, umfassend die Schritte:
 - Bestimmen eines Verteilungsbetrags (ΔT) für eine Antriebskraft oder eine Bremskraft mittels einer Vorwärtssteuerung,
 - Verringern des Verteilungsbetrags (ΔT) mittels einer Rückführsteuerung, wenn ein Übersteuerungszustand des Fahrzeugs erfaßt wird,
 wobei der Bestimmungsschritt und der Verringerungsschritt die Antriebskraft oder die Bremskraft auf linke und rechte Räder (W_{FL} , W_{FR}) des Fahrzeugs verteilen.
2. Verfahren nach Anspruch 1, ferner gekennzeichnet durch die Schritte:
 - Steuern eines ersten an eine Druckreguliereinrichtung (67) ausgegebenen Arbeitsbetrags (FFCW) mittels der Vorwärtssteuerung, um einen Einfluß auf einen Ausgangshydraulikdruck (PRO, PLO) durch die Öltemperatur (MTMP) eines Hydrauliköls zu beseitigen, und
 - Steuern eines zweiten Arbeitsbetrags (FBCKW) durch die Rückführsteuerung, um eine Steuerabweichung (FBER) zwischen dem Ausgangshydraulikdruck (PRO, PLO) und einem Hydraulikdrucksollwert (PLM) zu verringern.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Übersteuerungszustand des Fahrzeugs dadurch erfaßt wird, daß eine Referenzgierrate mit einer Ist-Gierrate verglichen wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Verteilungsbetrag (ΔT) nach Maßgabe der Querbesehleunigung des Fahrzeugs und der Antriebskraft für das Fahrzeug gesteuert wird.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4,

dadurch gekennzeichnet, daß der Verteilungsbetrag (ΔT) für angetriebene Vorderräder (W_{FL} , W_{FR}) eines Fahrzeugs mit vorne liegendem Motor (E) und Vorderradantrieb gesteuert wird.

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, ferner gekennzeichnet durch die Schritte:

- Ermitteln einer Ist-Gierrate anhand eines Sensorsignals von mindestens einem Sensor aus einer Mehrzahl von Fahrzeugbetriebszustände beobachtenden Sensoren,
- Vergleichen der Ist-Gierrate mit einer Referenzgierrate und
- Erfassen eines Übersteuerungszustands des Fahrzeugs anhand des Vergleichsergebnisses, wobei die Verringerung des Verteilungsbetrags (ΔT) anhand des Ausgangs des Vergleichs erfolgt.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorwärtssteuerung auf Eingaben von Tabellen oder Kennfeldern basiert, die in einer Speichereinrichtung gespeichert sind.

8. Einrichtung zur Steuerung eines Giermoments eines Fahrzeugs, umfassend:

- Vorwärtssteuermittel zum Bestimmen eines Verteilungsbetrags (ΔT) einer Antriebskraft oder einer Bremskraft des Fahrzeugs,
- Rückführsteuermittel zum Verringern des Verteilungsbetrags (ΔT), wenn ein Übersteuerungszustand des Fahrzeugs erfaßt wird, und
- mit den Rückführsteuermitteln gekoppelte Erfassungsmittel (10d) zum Erfassen eines Übersteuerungszustands des Fahrzeugs.

9. Einrichtung nach Anspruch 8, ferner gekennzeichnet durch mit den Vorwärtssteuermitteln gekoppelte Fahrzeuggeschwindigkeitsbestimmungsmittel (10a) zum Bestimmen der Fahrzeuggeschwindigkeit.

10. Einrichtung nach Anspruch 8 oder 9, ferner gekennzeichnet durch mit den Vorwärtssteuermitteln gekoppelte Lenkwinkelerfassungsmittel (10b) zum Erfassen des Lenkwinkels des Fahrzeugs.

11. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 10, ferner gekennzeichnet durch mit den Vorwärtssteuermitteln gekoppelte Querbesehleunigungserfassungsmittel (10c) zum Erfassen der Querbesehleunigung des Fahrzeugs.

12. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 11, ferner gekennzeichnet durch mit den Vorwärtssteuermitteln gekoppelte Gierratenbestimmungsmittel zum Bestimmen der Gierrate des Fahrzeugs.

13. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 12, ferner gekennzeichnet durch mindestens ein Kupplungsmittel zur Steuerung des Verteilungsbetrags (ΔT) der Antriebskraft durch selektives Aufbringen der Antriebskraft von einem Motor auf linke und rechte Räder des Fahrzeugs (W_{FL} , W_{FR}) auf Grundlage von Ausgangssignalen der Vorwärtssteuermittel und der Rückführsteuermittel.

Hierzu 17 Seite(n) Zeichnungen

FIG. 1

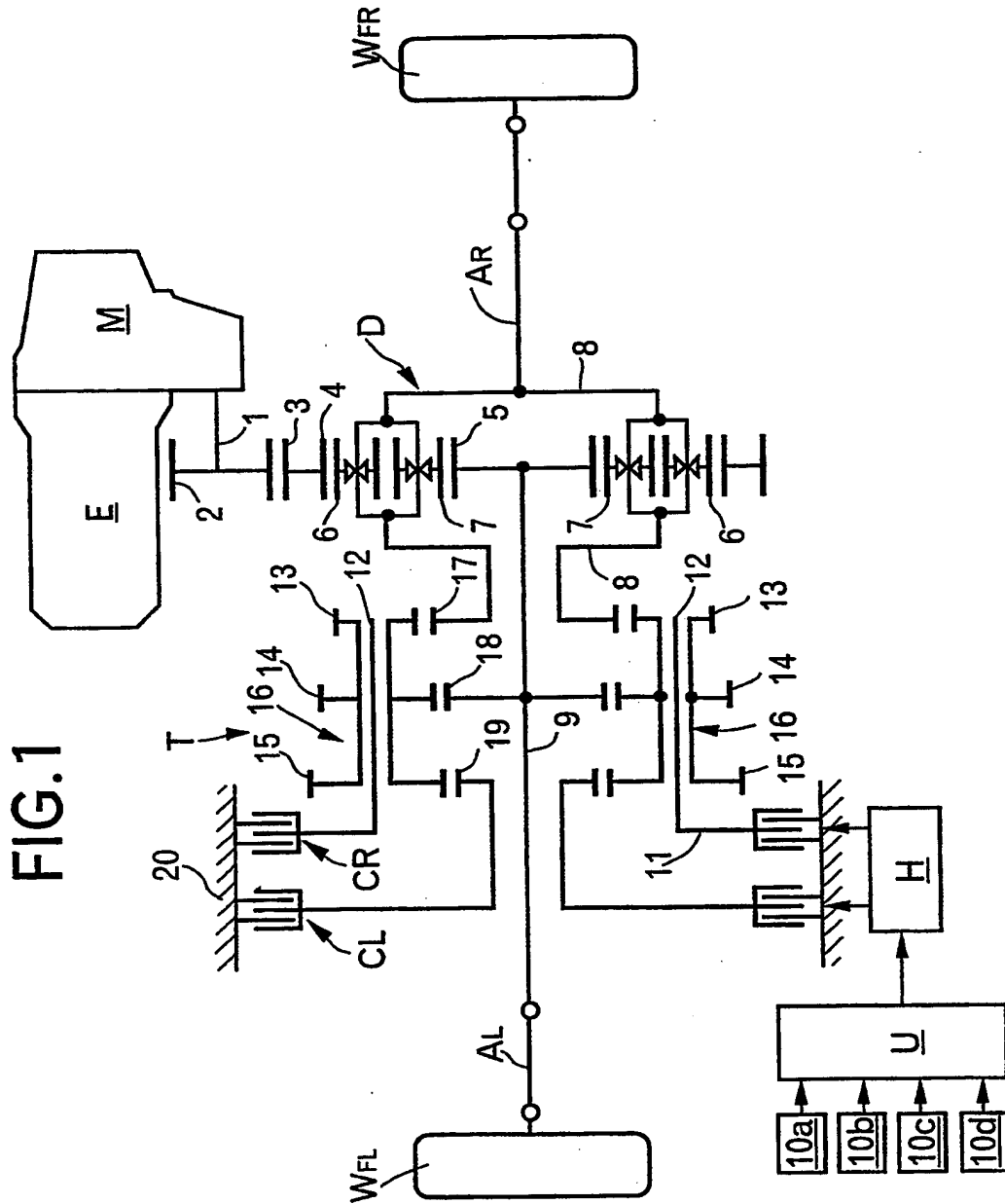


FIG.2

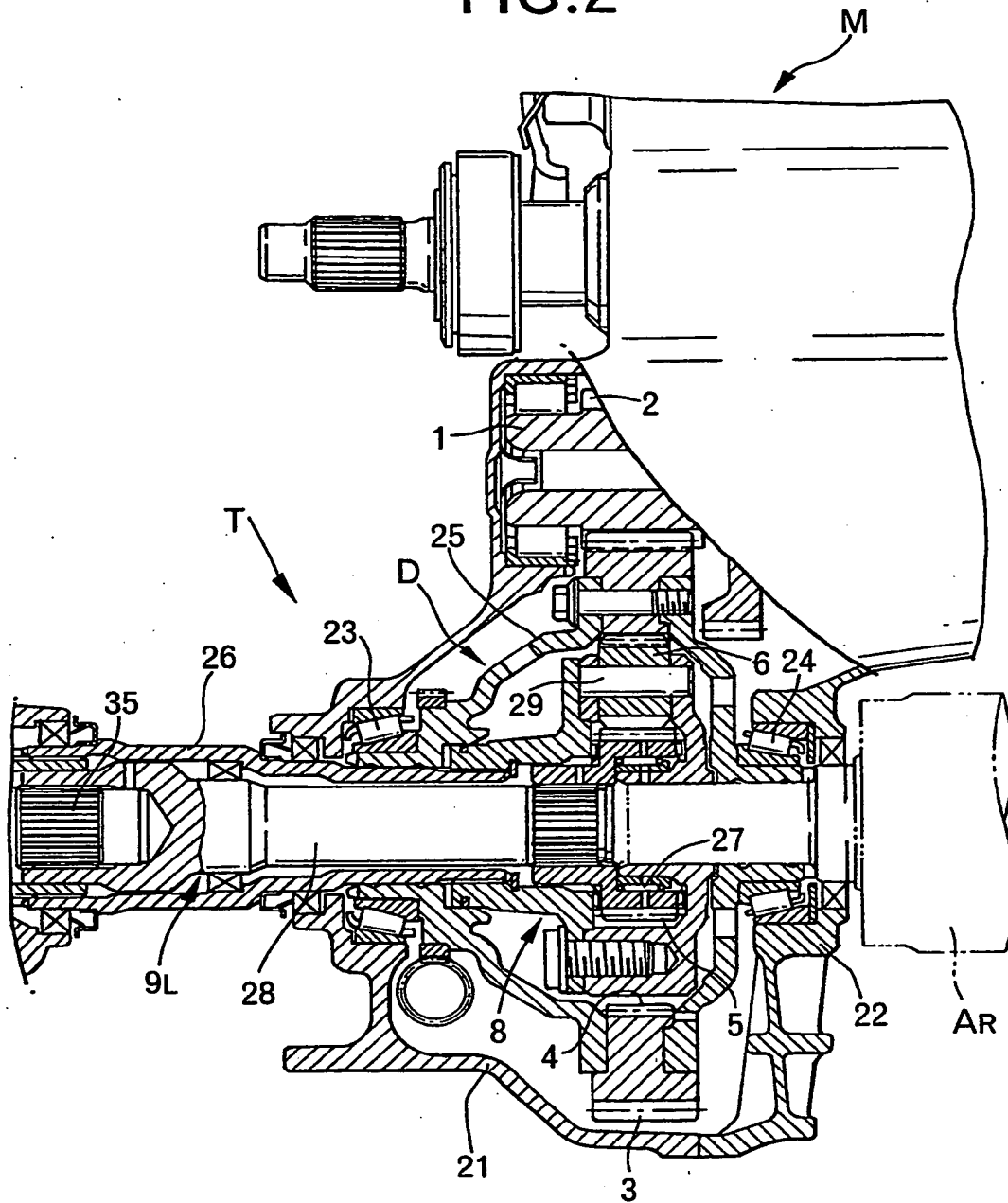


FIG.3

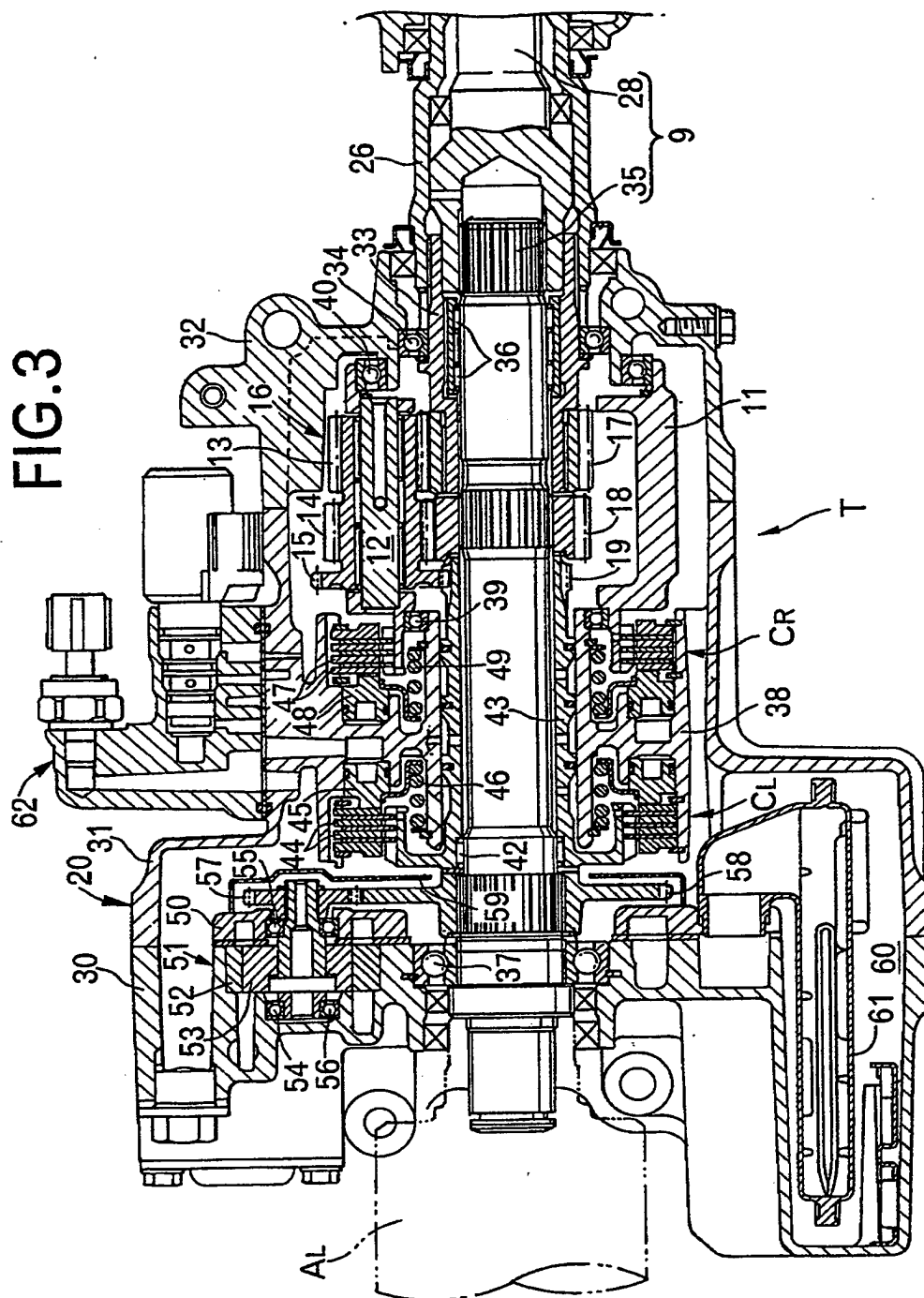


FIG.4

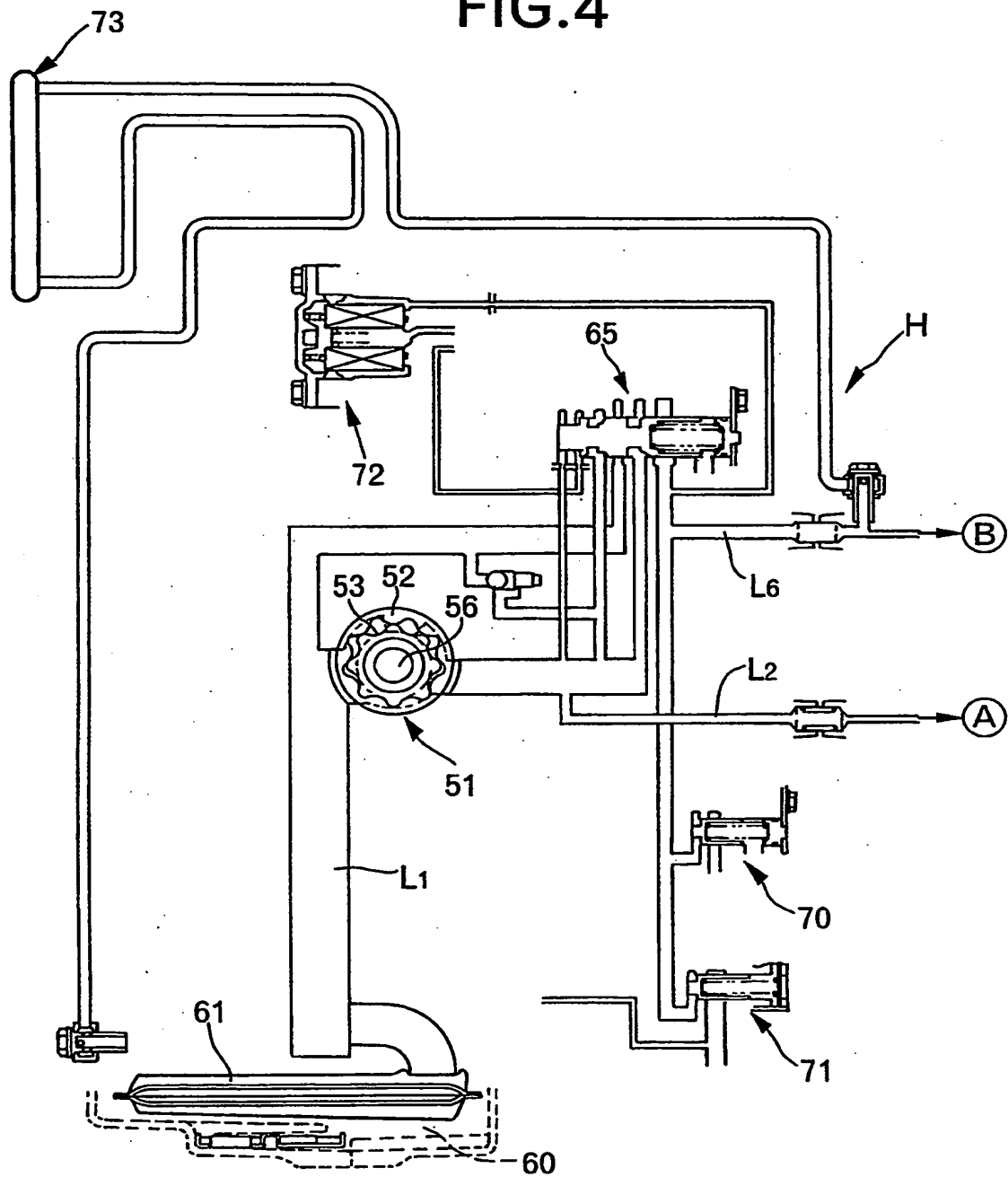


FIG.5

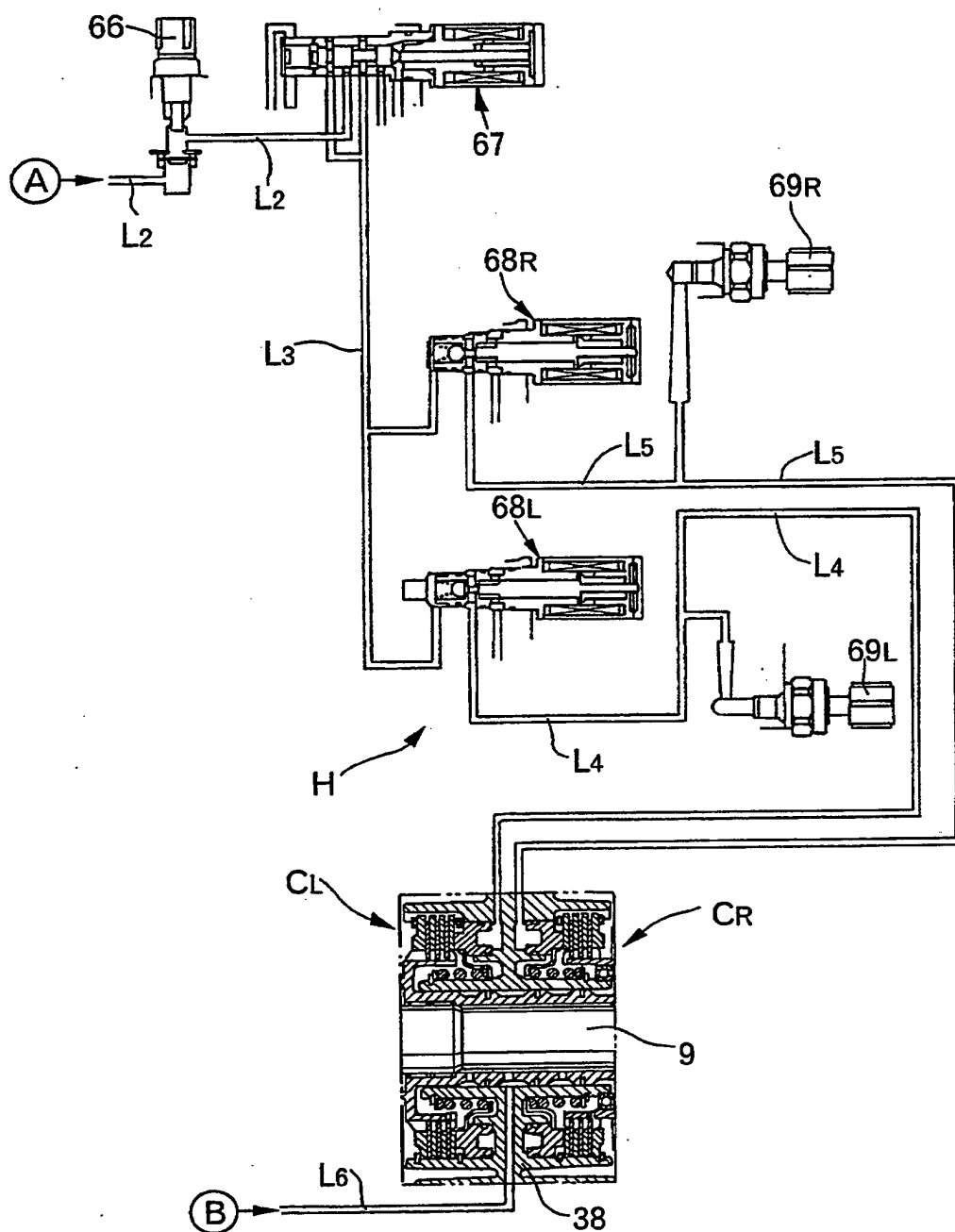
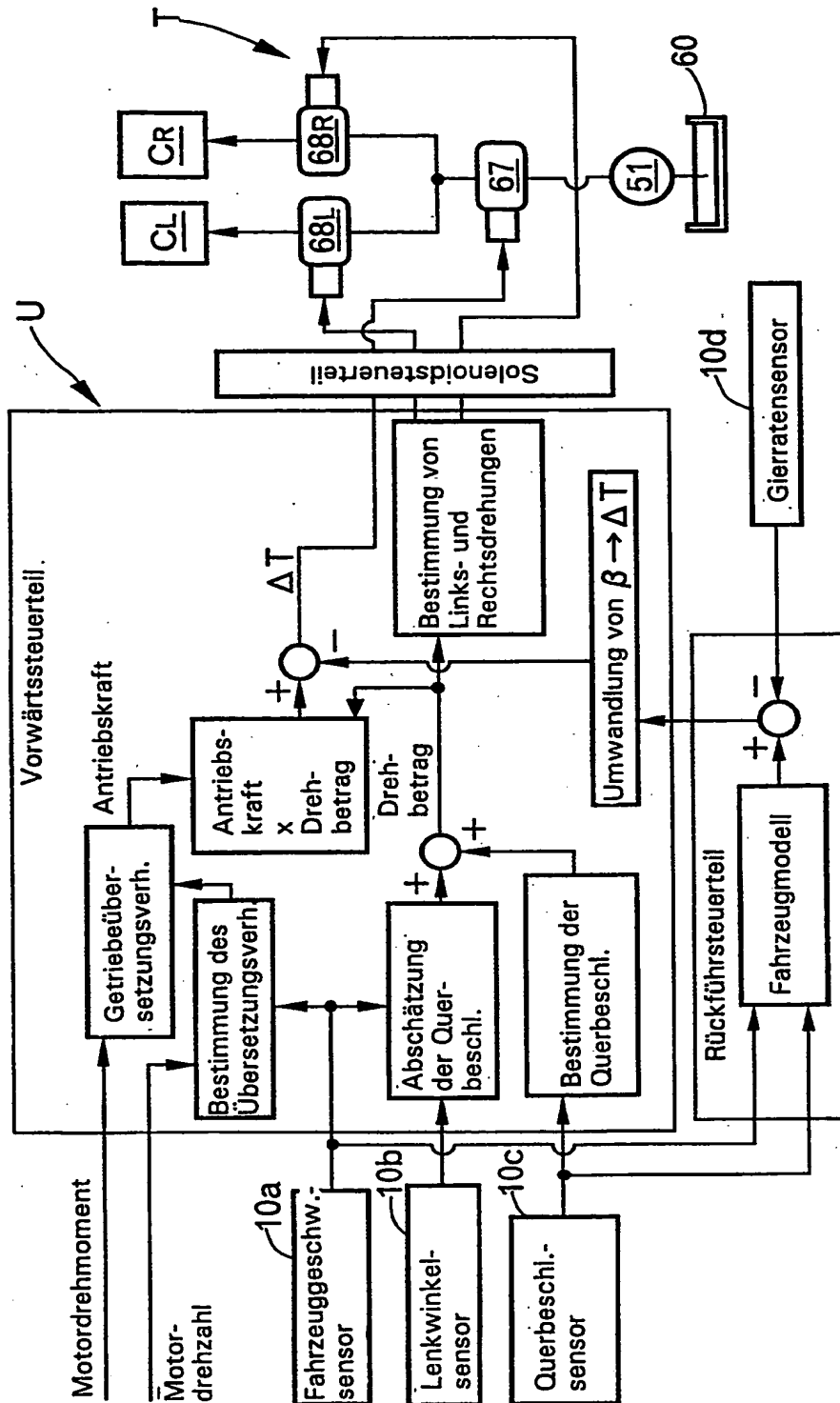


FIG. 6



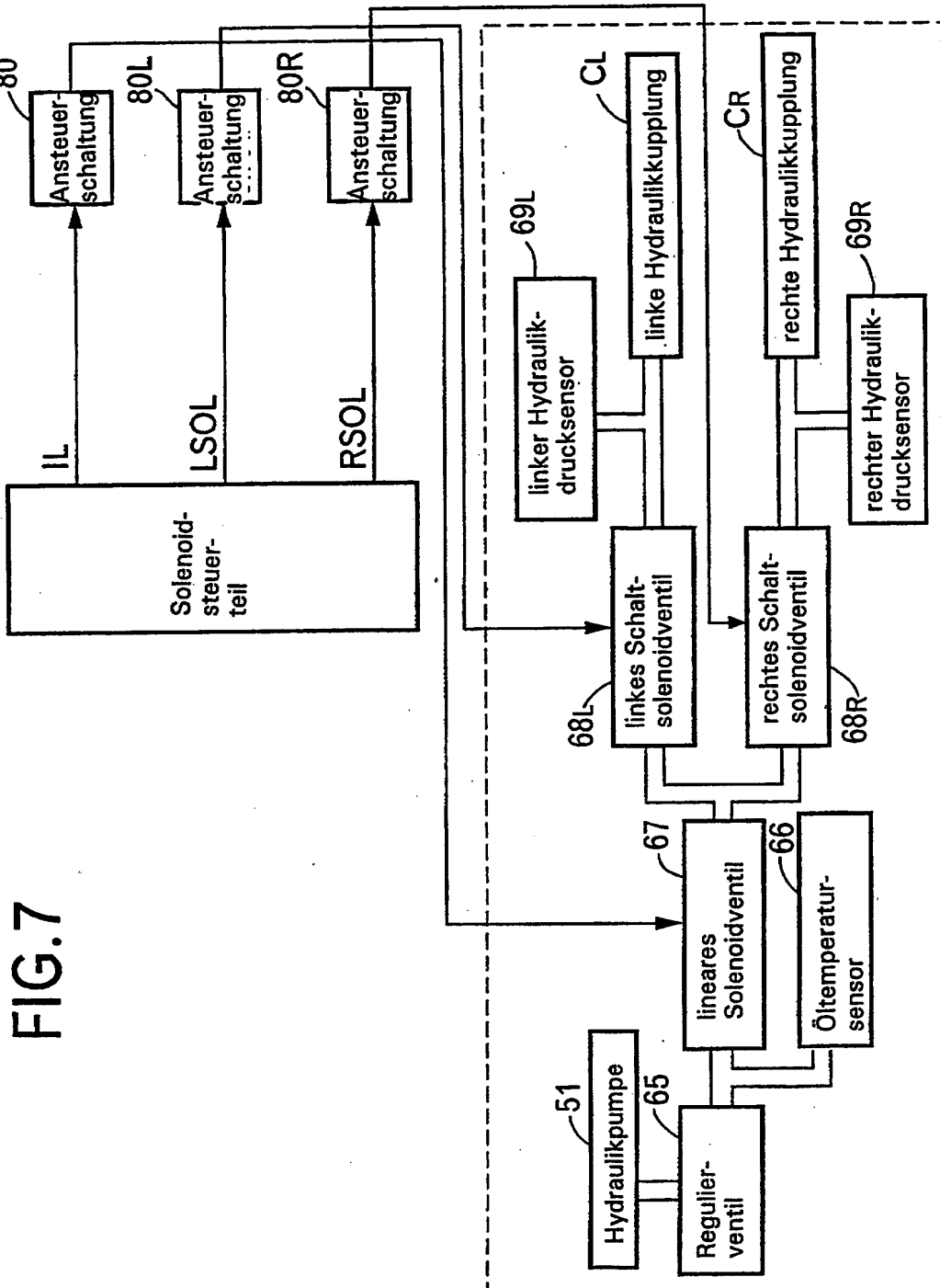


FIG.8

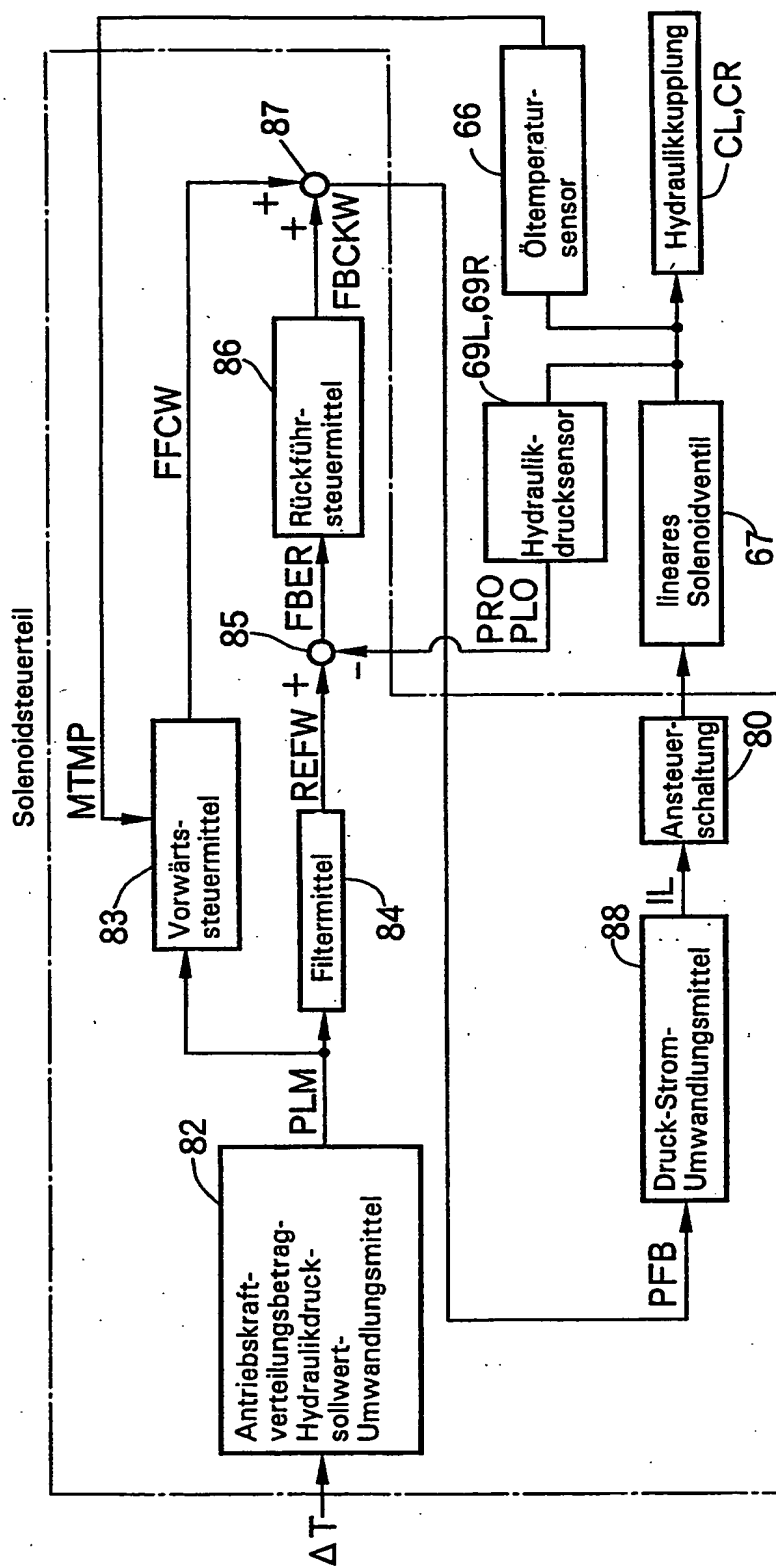


FIG.9A

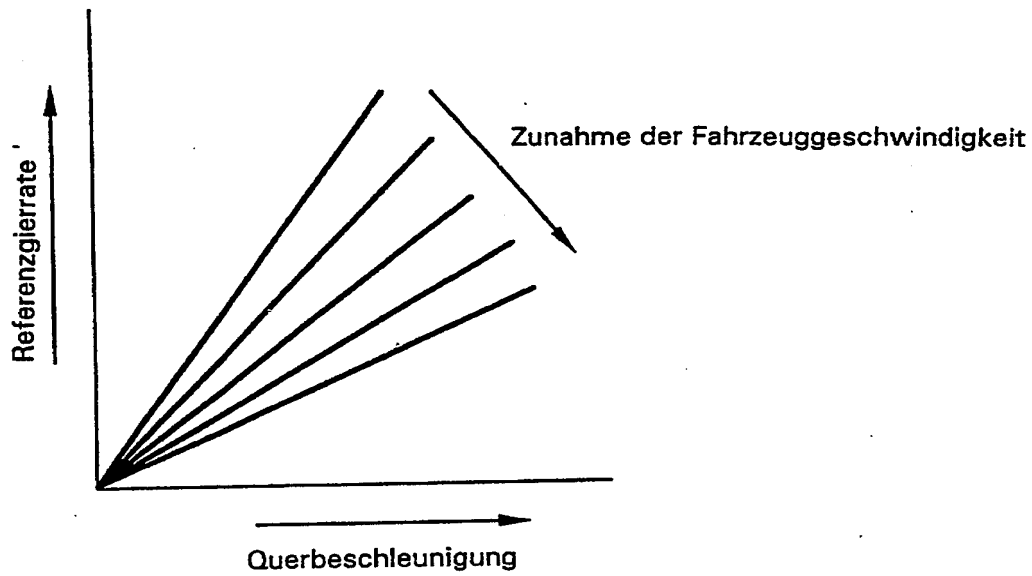


FIG.9B

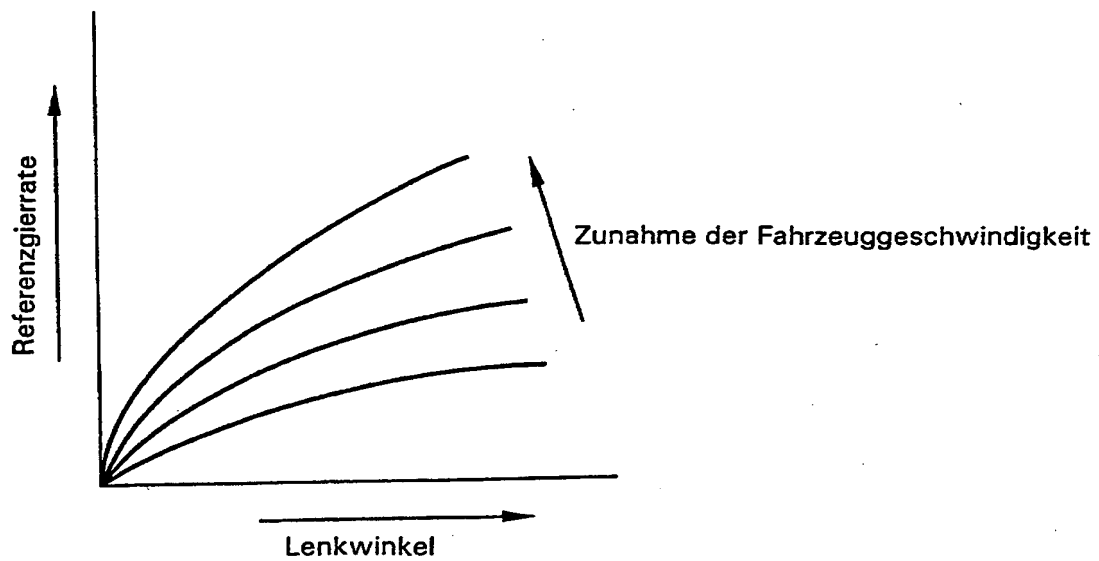


FIG.10

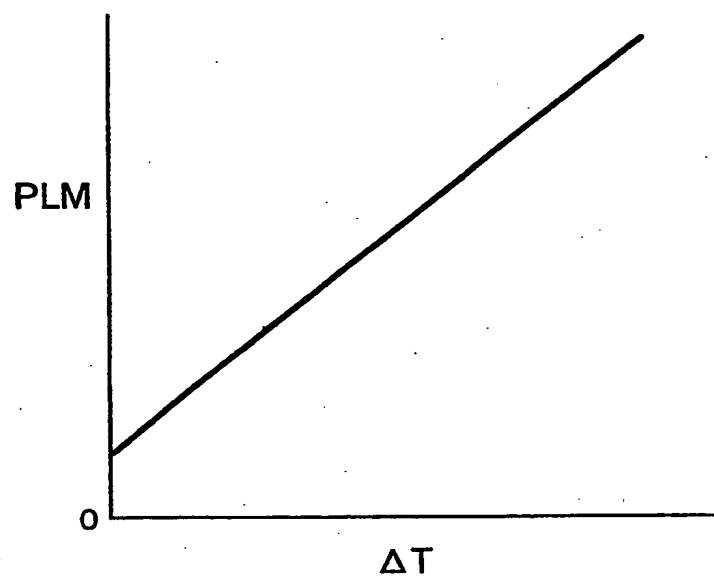


FIG.11

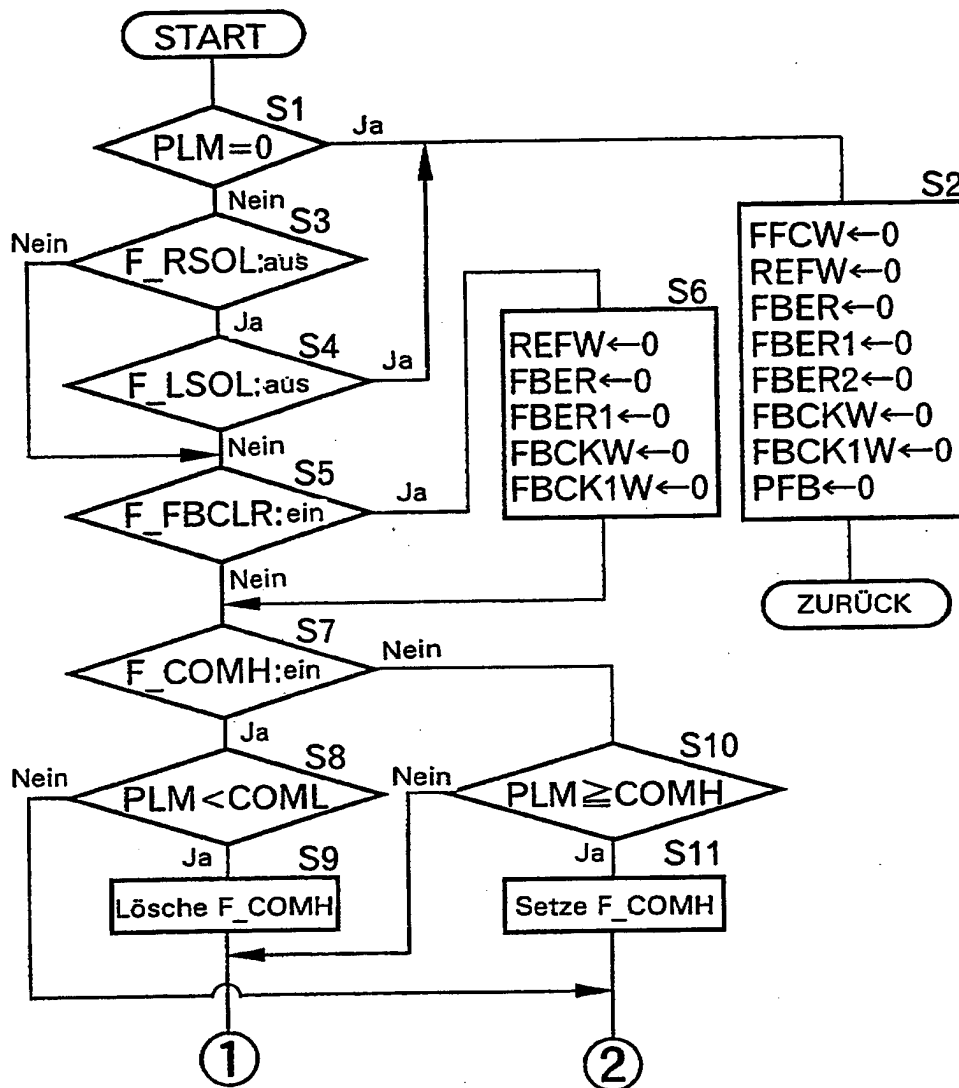


FIG.12

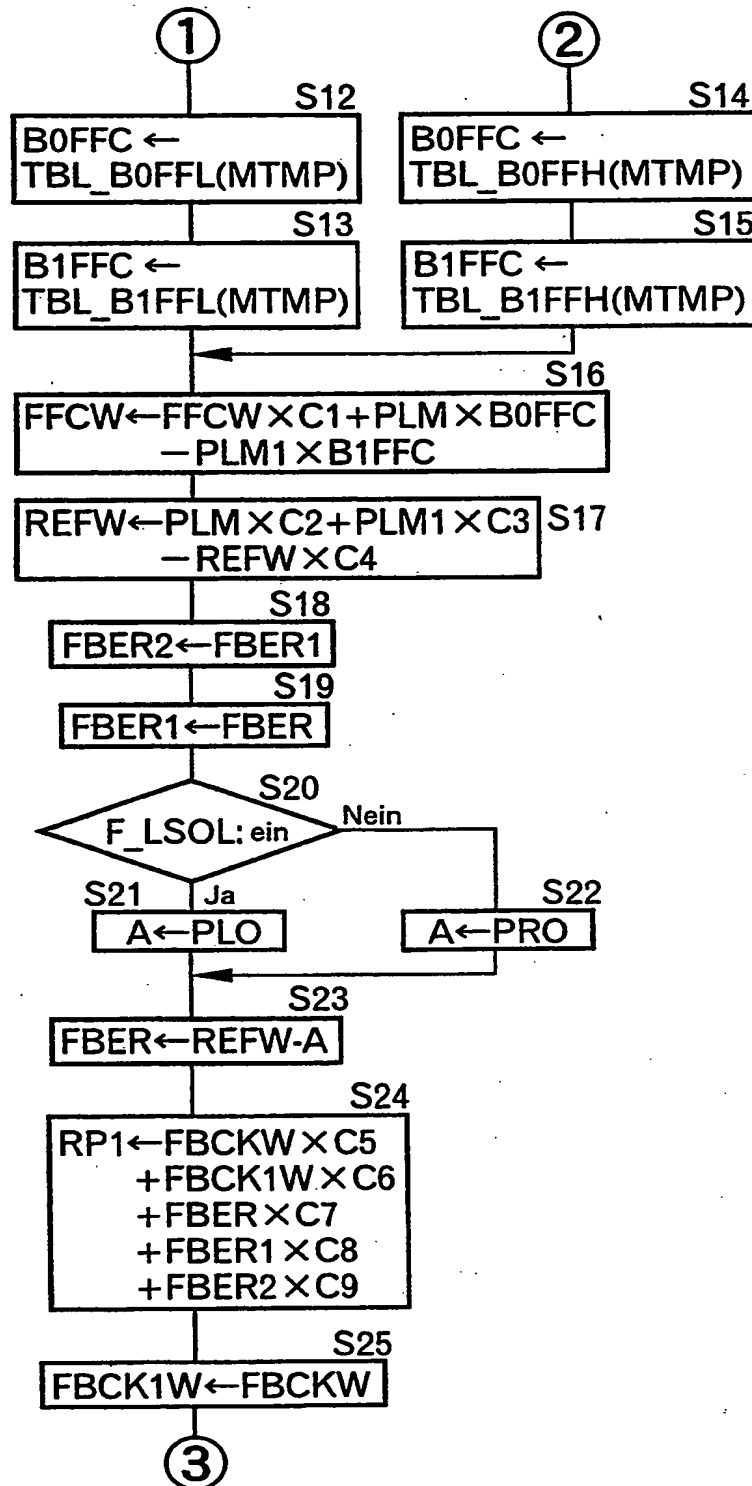


FIG.13

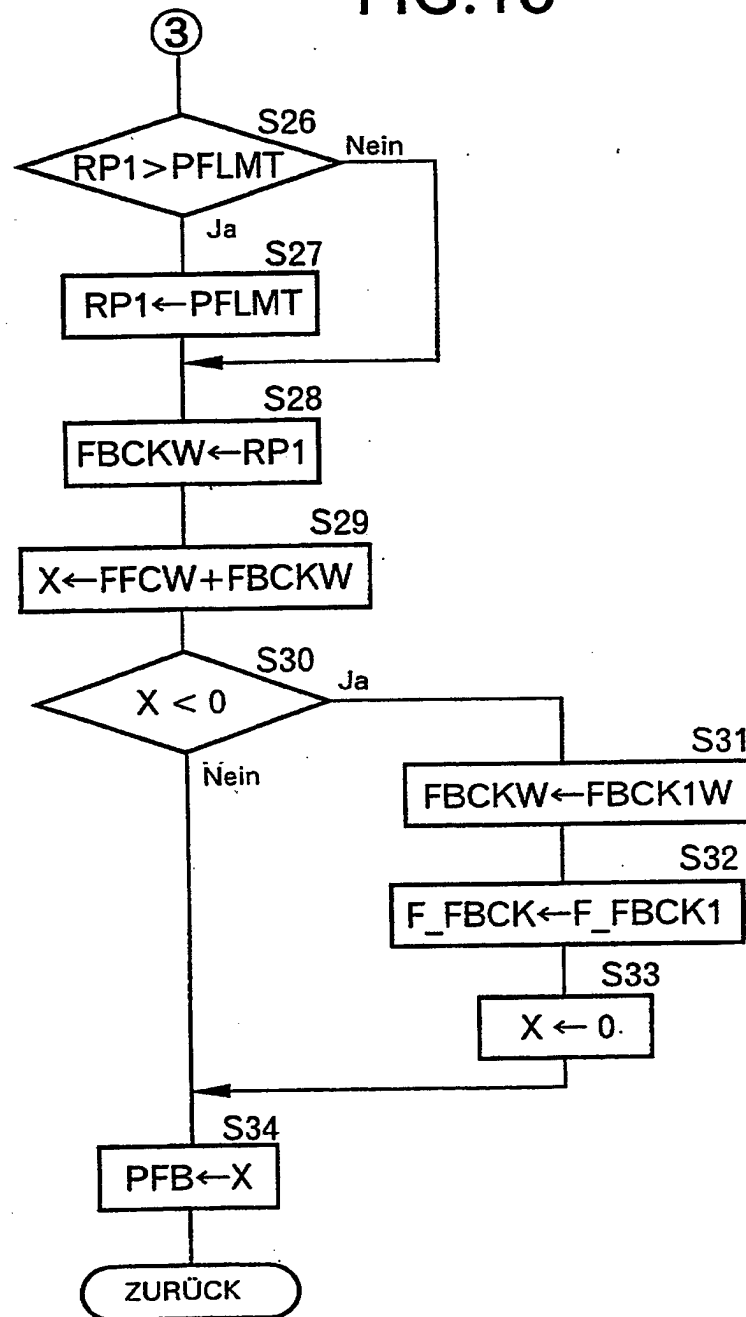


FIG.14

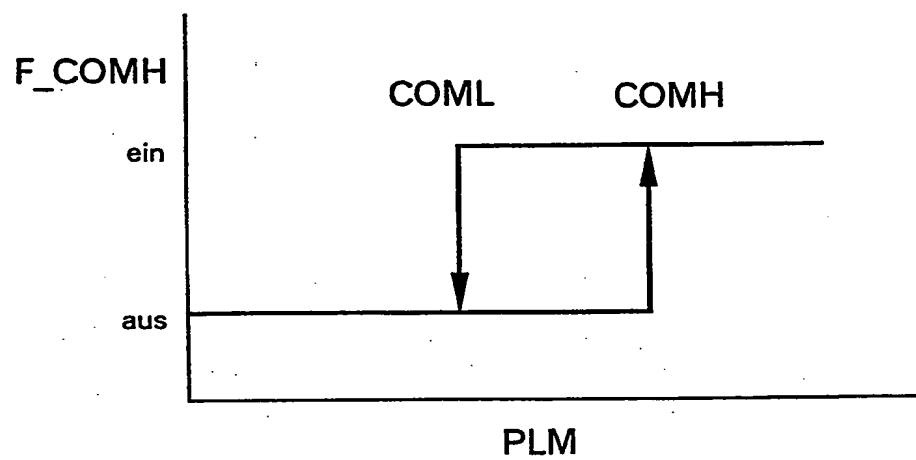


FIG.15A

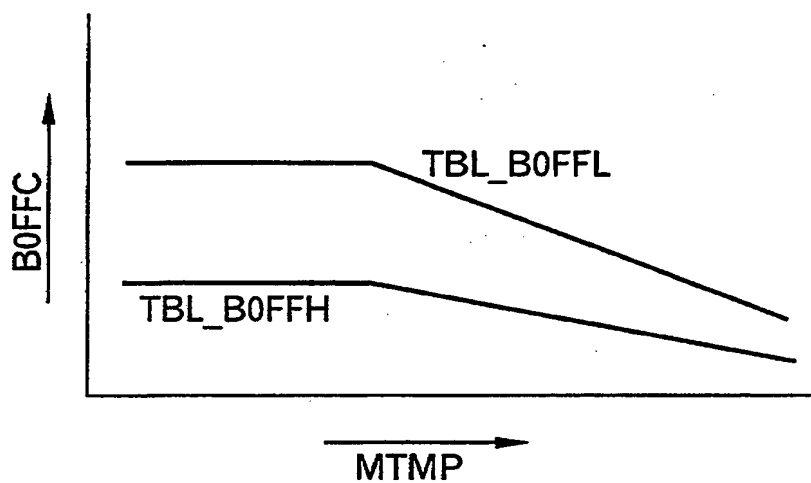
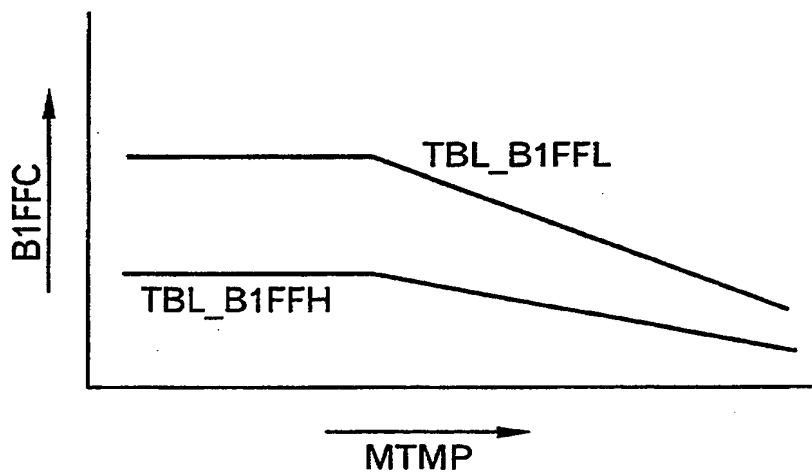


FIG.15B



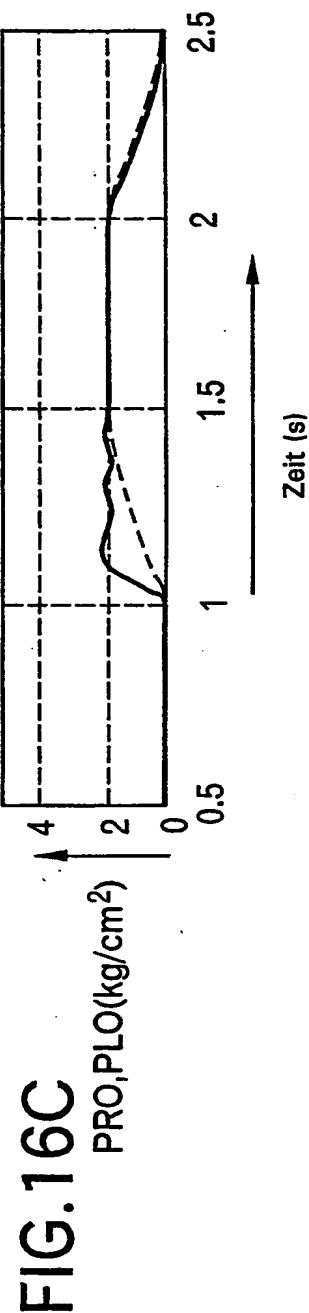
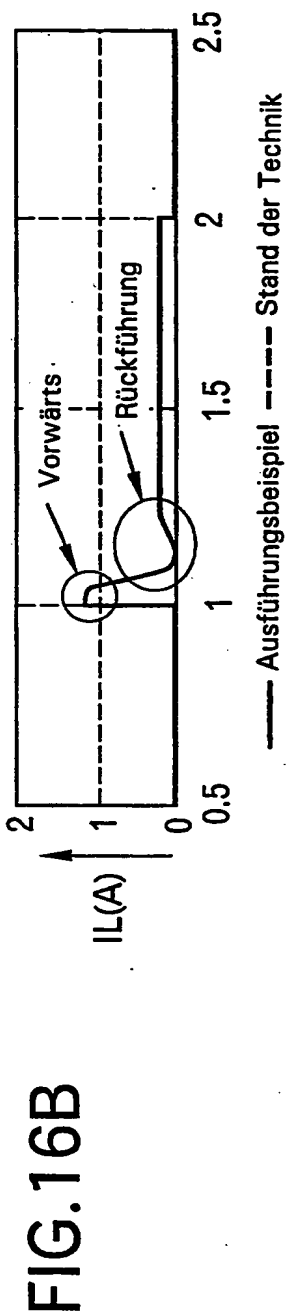
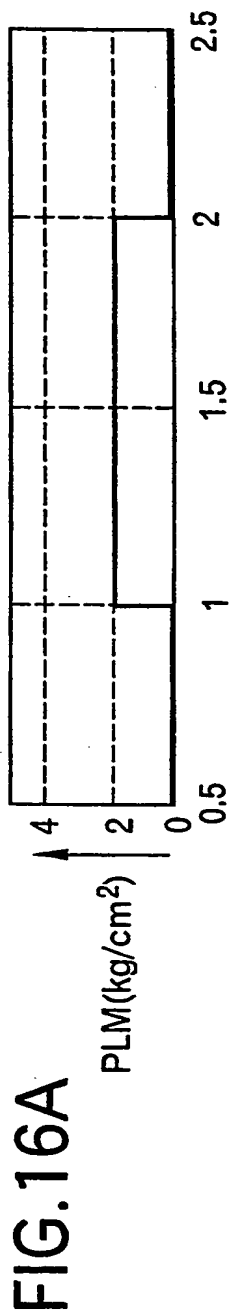


FIG.17

